



Analyse thermomécanique d'un réducteur épicycloïdal : Application aéronautique

Jérôme Durand de Gevigney

► To cite this version:

Jérôme Durand de Gevigney. Analyse thermomécanique d'un réducteur épicycloïdal : Application aéronautique. Génie mécanique [physics.class-ph]. INSA de Lyon, 2013. Français. NNT : 2013ISAL0157 . tel-01135280

HAL Id: tel-01135280

<https://theses.hal.science/tel-01135280>

Submitted on 25 Mar 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

Présentée devant

L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

Pour obtenir

LE GRADE DE DOCTEUR

ECOLE DOCTORALE DES SCIENCES POUR L'INGENIEUR DE LYON :
MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVILE, ACOUSTIQUE (MEGA)
SPECIALITE : MECANIQUE

Par

Jérôme DURAND DE GEVIGNEY

Ingénieur ECAM Lyon

ANALYSE THERMOMECHANIQUE D'UN REDUCTEUR EPICYCLOÏDAL APPLICATION AERONAUTIQUE

Soutenue le 18 décembre 2013 devant la commission d'examen :

Jury :	M. Samuel BECQUERELLE	Ingénieur	<i>Hispano-Suiza</i>	Encadrant industriel
	M. Christophe CHANGENET	Docteur HDR	<i>ECAM Lyon</i>	Directeur de thèse
	M. Michel FILLON	Professeur	<i>Université de Poitiers</i>	Rapporteur
	M. Jorge SEABRA	Professeur	<i>Université de Porto</i>	Rapporteur
	M. Fabrice VILLE	Docteur HDR	<i>INSA Lyon</i>	Directeur de thèse
	M. Philippe VELEX	Professeur	<i>INSA Lyon</i>	Président du jury

Cette thèse a été préparée au Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Solides de l'INSA de LYON, en collaboration avec l'Ecole Catholique des Arts et Métiers de LYON et la société Hispano-Suiza du Groupe SAFRAN.

INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales – Quinquennal 2011-2015

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	CHIMIE DE LYON http://www.edchimie-lyon.fr Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université de Lyon – Collège Doctoral Bât ESCPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 directeur@edchimie-lyon.fr
E.E.A.	ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE http://edeea.ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN eea@ec-lyon.fr	M. Gérard SCORLETTI Ecole Centrale de Lyon 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 65 55 Fax : 04 78 43 37 17 Gerard.scorletti@ec-lyon.fr
E2M2	EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION http://e2m2.universite-lyon.fr Insa : H. CHARLES	Mme Gudrun BORNETTE CNRS UMR 5023 LEHNA Université Claude Bernard Lyon 1 Bât Forel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 06.07.53.89.13 e2m2@univ-lyon1.fr
EDISS	INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES-SANTE http://www.ediss-lyon.fr Sec : Samia VUILLERMOZ Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Louis Pradel Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69677 BRON Tél : 04.72.68.49.09 Fax : 04 72 68 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	INFORMATIQUE ET MATHÉMATIQUES http://infomaths.univ-lyon1.fr Sec : Renée EL MELHEM	Mme Sylvie CALABRETTO Université Claude Bernard Lyon 1 INFOMATHS Bâtiment Braconnier 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44.82.94 Fax 04 72 43 16 87 infomaths@univ-lyon1.fr
Matériaux	MATERIAUX DE LYON http://ed34.universite-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry Ed.materiaux@insa-lyon.fr	M. Jean-Yves BUFFIERE INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Saint Exupéry 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-yves.buffiere@insa-lyon.fr
MEGA	MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE http://mega.ec-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 –Fax : 87.12 Bat. Saint Exupéry mega@insa-lyon.fr	M. Philippe BOISSE INSA de Lyon Laboratoire LAMCOS Bâtiment Jacquard 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72 .43.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 Philippe.boisse@insa-lyon.fr
ScSo	ScSo* http://recherche.univ-lyon2.fr/scso/ Sec : Viviane POLSINELLI Brigitte DUBOIS Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.86 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

AVANT-PROPOS

Ces travaux de thèse sont l'aboutissement d'une collaboration fructueuse entre le laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS) de l'INSA de Lyon, le laboratoire d'Energétique et de Mécanique de l'ECAM de Lyon, et la société Hispano-Suiza du groupe SAFRAN.

Il s'agit d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche (CIFRE) mise en œuvre par l'Agence National pour la Recherche et la Technologie (ANRT).

Je tiens à remercier l'ensemble des personnes qui ont contribué à la réussite de ces travaux et particulièrement les personnes suivantes :

Directeurs de thèse : Christophe CHANGENET et Fabrice VILLE

Encadrement Hispano-Suiza : Vincent ABOUSLEIMAN, Guillaume BECK, Samuel BECQUERELLE, Benjamin FERAUD, Patrice GEDIN

Président du jury : Philippe VELEX

Rapporteurs : Michel FILLON et Jorge SEABRA

ECAM de Lyon

Louis BARTOLOME

Vincent CAILLE

Maude GUILLOT

Yann MARCHESSE

Jean-Philippe NOYEL

Souhil SEGHIR-OUALI

Vincent RICOL

Laurent SANGULARD

Alexandre VAUDREY

Serge VIALA

INSA de Lyon

Vincent BAUDIN

Jérôme CAVORET

Sophie DE OLIVEIRA

Etudiants ayant participé à l'étude

Grégoire CHEVALIER

Mattieu FREICHE

Adrien NEUROUTH

Doctorants et étudiants en master, pour leur bonne humeur

Matthieu CHAMPAGNE
Matthieu CHAPRON
Rudy CHARLERY
Guillaume COLAS
Thibaut DEFOORT
Romain FARGERÉ
Sandrine LARUELLE
Marion LE
Gauthier LEPRINCE
Charlotte MARY
Sylvain PALLAS
François POULY
Pierre RABASO
Jérôme RIVIERE
Arnaud RUELLAN
Vincent STRUBEL
Nicolas VOELTZEL
Jean David WHEELER

RESUME

ANALYSE THERMOMECHANIQUE D'UN REDUCTEUR EPICYCLOIDAL – APPLICATION AERONAUTIQUE

Dans le contexte environnemental actuel, l'amélioration des performances énergétiques des transmissions mécaniques par engrenage est un réel challenge. De part, leur compacité et leur arrangement axisymétrique, les transmissions mécaniques de type réducteur à trains épicycloïdaux sont de plus en plus répandues dans diverses applications (éolien, aéronautique,...).

Il est généralement admis que les principales sources de dissipation de puissance dans de telles transmissions sont dues au frottement aux dentures, au mode de lubrification (barbotage ou injection de lubrifiant), au piégeage d'huile entre les dents lors de l'engrènement et à la ventilation des mobiles. Il est également à noter que les pertes de puissance générées par une transmission ne peuvent être découplées de son comportement thermique. En effet, les échauffements locaux dans la transmission ont un impact sur les propriétés du lubrifiant, qui ont elles-mêmes une influence sur les pertes de puissance.

A partir de ce postulat, le travail présenté dans ce manuscrit propose un modèle numérique permettant de quantifier les différents postes de pertes de puissance générées dans un réducteur épicycloïdal, lubrifié par injection d'huile, pour une application aéronautique.

Mots clés : Engrenages, réducteur épicycloïdal, pertes de puissance, transferts thermiques, lubrification.

ABSTRACT

THERMO MECHANICAL ANALYSIS OF AN EPICYCLIC GEAR TRAIN – AERONAUTICAL APPLICATION

In the current environmental context, gearbox efficiency has become a major issue. Because of their compactness and axi-symmetric arrangement, planetary gearboxes are widely used in several applications (such as wind, aerospace...).

It is generally accepted that total power losses in such gear transmissions can be decomposed into the contributions of the friction between teeth, the lubrication process (oil splash or jet), the oil trapping during meshing and tooth windage. It is noticed that power losses produced by a mechanical transmission cannot be dissociated from its thermal behavior. Indeed, the local warmings impact lubricant physical properties and these last have influence on power losses in return.

Based on this postulate, the purpose of this work is to develop a numerical model in order to estimate the power losses generated into a jet lubricated planetary gear train, for an aeronautical application.

Key words: Gears, planetary gear set, power losses, heat transfers, lubrication.

NOMENCLATURE

a	entraxe	[m]
A	surface d'éjection du débit d'air d'une denture en rotation	[m ²]
A_c	aire de contact réelle (sur aspérités)	[m ²]
A_0	aire de contact apparente	[m ²]
b	largeur	[m]
B	profondeur de correction de profil	[m]
c	chaleur massique	[J/kg K]
C	couple	[Nm]
C_0	couple de frottement hydrodynamique dans un roulement	[Nm]
C_1	couple de frottement dépendant de la charge dans un roulement	[Nm]
C_a	coefficient de saillie d'un pignon	[-]
C_{dent}	couple de trainée adimensionné pour les dents d'un pignon	[-]
C_{flanc}	couple de trainée adimensionné pour les flancs d'un pignon/disque	[-]
C_m	couple d'entrée fournit au pignon dans un système pignon/couronne	[Nm]
C_n	coefficient pour la loi de frottement de Diab	[Pa]
C_p	coefficient pour la loi de frottement de Diab	[Pa ⁻¹]
C_{periph}	couple de trainée adimensionné pour la périphérie d'un disque	[-]
C_t	coefficient pour la loi de frottement de Diab	[K]
C_{total}	couple de trainée adimensionné total	[-]
C_x	coefficient de trainée d'un cube placé dans un écoulement d'air	[-]
d_m	diamètre moyen d'un roulement	[m]
D_d	diamètre de pied d'un pignon	[m]
D_p	diamètre primitif d'un pignon	[m]
e	longueur d'une ailette	[m]
$e(M)$	écart entre le profil réel et le profil parfait du flanc d'un pignon	[m]
e_{MAX}	valeur maximal de $e(M)$	[m]
E'	module d'Young équivalent	[Pa]
$E_{friction}$	énergie dissipée par frottement	[J]
E_{input}	énergie fournit en entrée sur le pignon moteur	[J]
f	coefficient de frottement	[-]

f_0	facteur dépendant du type de roulement et du mode de lubrification	[-]
f_1	facteur dépendant du type de roulement	[-]
f_{sec}	coefficient de frottement « sec », déterminé expérimentalement	[-]
F	force	[N]
F_n	force normal	[N]
F_{nu}	force normale unitaire	[N/m]
g	constante de pesanteur	[m/s ²]
g_a	longueur de retrait	[m]
g_f	longueur d'approche	[m]
h	hauteur de film d'huile	[m]
h_c	épaisseur du film de lubrifiant au centre du contact	[μm]
h_{conv}	coefficient d'échange convectif	[W/m ² K]
h_{dent}	hauteur de dent d'un pignon	[m]
h_{eq}	coefficient d'échange équivalent	[W/m ² K]
h_{ray}	coefficient équivalent d'échange par rayonnement	[W/m ²]
H	hauteur d'échange entre l'air et l'huile injectée dans un carter	[m]
H_V	paramètre dépendant exclusivement de la géométrie d'un pignon	[-]
k	conductivité thermique	[W/m K]
k_0	raideur de contact par unité de longueur de contact	[N/m ²]
k_m	raideur de contact moyenne	[N/m]
l_h	demi-largeur de contact	[m]
L	longueur caractéristique	[m]
$L(\tau)$	longueur de contact	[m]
m	module d'un pignon	[m]
m_0	moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces	[μm ²]
m_2	moyenne quadratique des pentes du profil de rugosité	[rad ²]
M	point de contact le long de la ligne d'action	[-]
\mathcal{M}	masse d'un élément	[kg]
$M_{\vec{Z}}(\vec{F})$	moment produit par la force \vec{F} selon l'axe \vec{Z}	[Nm]
N	vitesse de rotation	[tr/min]
p_{moy}	pression moyenne de contact	[Pa]
P	profondeur de correction de profil adimensionné	[-]
\mathcal{P}	puissance	[W]
\mathbb{P}	pertes de puissance, exprimée en %	[%]

P_{ba}	pas de base apparent	[m]
\mathcal{P}_{drag}	puissance dissipée par trainée	[W]
$\mathcal{P}_{friction}$	puissance dissipée par frottement	[W]
\mathcal{P}_{input}	puissance en entrée sur le pignon moteur	[W]
\mathcal{P}_{inst}	puissance instantanée	[W]
Q	quantité de chaleur	[W]
Q_m	débit massique	[kg/s]
Q_v	débit volumique	[m ³ /s]
r_c	rayon de courbure équivalent au niveau du diamètre primitif	[μm]
R	rayon	[m]
R_a	rayon de tête d'un pignon (ou d'une couronne)	[m]
R_{ar}	moyenne arithmétique des rugosités	[μm]
R_b	rayon de base d'un pignon (ou d'une couronne)	[m]
R^c	rayon critique	[m]
R_p	rayon primitif d'un pignon (ou d'une couronne)	[m]
R_{th}	résistance thermique	[K/W]
S	surface d'échange	[m ²]
S_c	surface sur laquelle a lieu le cisaillement du film d'huile	[m ²]
S_{crit}	coefficient de stick-slip	[-]
$S_\delta(M)$	signe de $(x(I) - x(M))$	[-]
S_m	maître couple	[m ²]
T	température	[K]
T_0	température de référence	[K]
T_{fluide}	température de fonctionnement du lubrifiant	[K]
T_m	période d'engrènement	[s]
u	rapport de réduction	[-]
U	somme des vitesses de roulement	[m/s]
U_{fair}	coefficient d'échange selon la théorie de Fair	[W/m ³ K]
v_p	vitesse linéaire au niveau du primitif d'un pignon	[m/s]
V	vitesse	[m/s]
V_g	vitesse glissement	[m/s]
V_{ri}	vitesse de roulement moyenne des dentures	[m/s]
V_t	vitesse tangentielle	[m/s]
w_{sec}	charge supportée par les rugosités	[N]
x_a	coefficient de déport d'un pignon	[-]

$x(I)$	coordonnée du point I sur le plan de base	[m]
$x(M)$	coordonnée du point M sur le plan de base	[m]
$\tilde{x}(M)$	coordonnée normalisé du point M sur le plan de base	[-]
Z	nombre de dents	[-]

Nombres adimensionnels

Gr	nombre de Grashof	[-]
Nu	nombre de Nusselt	[-]
Pr	nombre de Prandtl	[-]
Re	nombre de Reynolds	[-]
Re^c	nombre de Reynolds critique $\cong 3.10^5$	[-]

Lettres grecques

α_A	angle de pression en tête de pignon	[rad]
α_p	angle de pression apparent	[rad]
α_{piezo}	coefficient de piézoviscosité	[Pa ⁻¹]
β	angle d'hélice	[rad]
β_b	angle d'hélice de base	[rad]
Γ	longueur de correction adimensionnée	[-]
δ	épaisseur d'une ailette	[m]
$\delta e(M)$	distance instantanée initiale entre les flancs d'une couronne et d'un pignon	[m]
$\delta e^*(M)$	$\delta e(M)$ adimensionnée par rapport à l'approche normale $\Delta(\tau)$	[-]
$\delta E(M)$	$\delta e(M)$ adimensionnée par rapport à la valeur moyenne de l'approche normale Δ_m	[-]
$\delta x(M)$	distance du point M au point de roulement sans glissement	[m]
$\Delta(\tau)$	approche normale par rapport à la position de corps rigide	[m]
Δ_m	valeur moyenne de l'approche normale	[m]
ΔT	écart de température entre deux éléments	[°C]
ε	émissivité d'un corps	[-]
ε_α	rapport de conduite	[-]
η	rendement	[-]
η_{ail}	efficacité d'une ailette	[-]
η_e	rendement d'un engrènement extérieur (pignon/roue)	[-]
η_i	rendement d'un engrènement intérieur (pignon/couronne)	[-]

η_t	rendement d'un train épicycloïdal dans le repère relatif au porte-satellite	[-]
η_T	rendement d'un train épicycloïdal dans le repère absolu	[-]
θ	angle de projection	[rad]
κ_0	paramètre définissant la position du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action	[-]
Λ	facteur de perte	[-]
μ	viscosité dynamique	[Pas]
ν	viscosité cinématique	[m ² /s]
ϖ	diffusivité thermique d'un fluide	[m ² /s]
ρ	masse volumique	[kg/m ³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann = $5,67 \cdot 10^{-8}$	[W/m ² K ⁴]
ζ	coefficient de dilatation d'un fluide	[°C ⁻¹]
τ	temps normalisé par rapport à une période d'engrènement	[-]
τ_{fluide}	taux de cisaillement fluide	[Pa]
τ_L	taux de cisaillement limite	[Pa]
τ_N	taux de cisaillement newtonien	[Pa]
τ_{sec}	taux de cisaillement sec	[Pa]
ϕ_T	coefficient thermique	[-]
χ	effusivité thermique ($= \sqrt{k\rho c}$)	[N/m s ^{1/2} K]
ω	vitesse de rotation	[rad/s]

Vecteurs

$d\vec{N}_{1/2}$	force élémentaire normale de frottement au point de contact M	[N/m]
$d\vec{T}_{1/2}(M)$	force élémentaire tangentielle de frottement au point de contact M	[N/m]
\vec{n}_1	vecteur unitaire normale au flanc du pignon	[-]
$\vec{V}_1^0(M)$	vitesse du point M appartenant au pignon 1 par rapport au repère absolue	[m/s]
$\vec{V}_2^0(M)$	vitesse du point M appartenant à la couronne 2 par rapport au repère absolue	[m/s]
$\vec{V}_2^1(M)$	vitesse de glissement en M de 2 par rapport à 1	[m/s]

Indices et exposants

0	par rapport au repère absolu
1, 2	pignon et roue (ou couronne) composant un engrenage
*	valeur adimensionnée

<i>cour</i>	couronne
<i>ps</i>	porte-satellite
<i>sat</i>	satellite
<i>sol</i>	solaire

SOMMAIRE

AVANT-PROPOS	5
RESUME	7
ABSTRACT	9
NOMENCLATURE	11
INTRODUCTION GENERALE	19
CHAPITRE I - BIBLIOGRAPHIE.....	25
I.1. INTRODUCTION.....	27
I.2. PERTES DANS LES TRAINS CONVENTIONNELS.....	27
I.3. PERTES DANS LES TRAINS EPICYCLOIDAUX	41
I.4. COUPLAGE THERMOMECHANIQUE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGE	52
I.5. CONCLUSION	55
CHAPITRE II - PERTES PAR FROTTEMENT AU NIVEAU DES DENTURES DANS UN REDUCTEUR EPICYCLOÏDAL	57
II.1. INTRODUCTION.....	59
II.2. DEVELOPPEMENT DU MODELE POUR LES DENTURES INTERIEURES [75], [76].....	59
II.3. COMPARAISON ENTRE LES DENTURES INTERIEURES ET LES DENTURES EXTERIEURES [75], [76]	68
II.4. APPLICATION AUX REDUCTEURS EPICYCLOÏDAUX [75], [76]	73
II.5. CONCLUSION	80
CHAPITRE III - LE BANC D'ESSAI ET SON RESEAU THERMIQUE.....	81
III.1. INTRODUCTION.....	83
III.2. LE BANC D'ESSAI	83
III.3. VALIDITE D'UNE MEHODE PAR SUPERPOSITION.....	89
III.4. LE MODELE THERMIQUE DU REDUCTEUR D'ESSAI.....	91
III.5. CONCLUSION	112

CHAPITRE IV - MESURES ET MODELISATION DES PERTES INDEPENDANTES DE LA CHARGE DANS UN TRAIN EPICYCLOÏDAL	113
IV.1. INTRODUCTION.....	115
IV.2. MESURE ET MODELISATION DES PERTES SUR L'ARBRE MOTEUR	115
IV.3. PERTES PAR VENTILATION DU PORTE-SATELLITE [98].....	117
IV.4. REPARTITION DES PERTES DE PUISSANCE DANS LE REDUCTEUR D'ESSAI	129
IV.5. CONCLUSION	145
 CHAPITRE V - APPLICATION.....	147
V.1. INTRODUCTION.....	149
V.2. PRESENTATION DE L'APPLICATION.....	149
V.3. ESTIMATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT	150
V.4. APPLICATION AU REDUCTEUR D'HISPANO SUIZA	159
V.5. ETUDE DE SENSIBILITE	162
V.6. CONCLUSION	170
 CONCLUSION GENERALE.....	171
 ANNEXE I - DETAILS DES CALCULS POUR LA CONVERSION DU MODELE DE FROTTEMENT POUR LES DENTURES INTERIEURES	171
ANNEXE II - PRINCIPALES DIMENSIONS DES ELEMENTS COMPOSANT LE REDUCTEUR D'ESSAI	171
ANNEXE III - DETAILS DES FORMULES POUR ESTIMER LES RESISTANCES THERMIQUES	171
ANNEXE IV - EVOLUTIONS DES TEMPERATURES MEASUREES ET CALCULEES DURANT LES ESSAIS EN REDUCTEUR COMPLET.....	171
ANNEXE V - ESSAIS MACHINE A GALETS COURBES DE TRACTION	171
 REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	171

INTRODUCTION GENERALE

Dans le contexte environnemental actuel, la réduction de la consommation d'énergie et la diminution des émissions de gaz à effets de serre constituent des défis importants en terme de recherche. Avec un trafic en perpétuel augmentation, le secteur aérien civil, qui compte aujourd'hui environ 50 000 appareils dans le monde, est responsable de 2% des émissions mondiales de dioxyde de carbone [1]. Dans le même temps, les coûts des énergies fossiles étant en nette progression, les acteurs du secteur aéronautique cherchent de nouvelles solutions pour réduire leurs factures et rendre les avions du futur moins gourmands en énergie.

Le programme de recherche aéronautique européen Clean Sky cherche à développer de nouvelles technologies afin d'améliorer le rendement global des avions. Un objectif de réduction de 50% des émissions de gaz à effets de serre d'ici à 2020 a ainsi été fixé [2]. Les axes de recherche touchent plusieurs domaines d'activité. Il est notamment question d'alléger les avions en passant à des matériaux de type composite. Il est également proposé d'améliorer leur aérodynamisme et d'optimiser les phases de vol, en optant par exemple pour des approches continues lors des étapes d'atterrissage. En ayant recours à l'énergie électrique pour les déplacements au sol des avions (Green Taxiing), les consommations de kérosène pourraient également être réduites. Le dernier critère que le projet européen Clean Sky cherche à optimiser est le rendement des moteurs et des systèmes embarqués. C'est dans cet axe de recherche que se situe la présente thèse.

Dans cette optique, les motoristes développent de nouveaux types de moteur afin de remplacer à long terme, les traditionnels turboréacteurs qui équipent la majorité de la flotte civile. L'une des solutions retenue est le turbopropulseur à hélices contrarotatives (ou open rotor), cf. Figure 0.1.

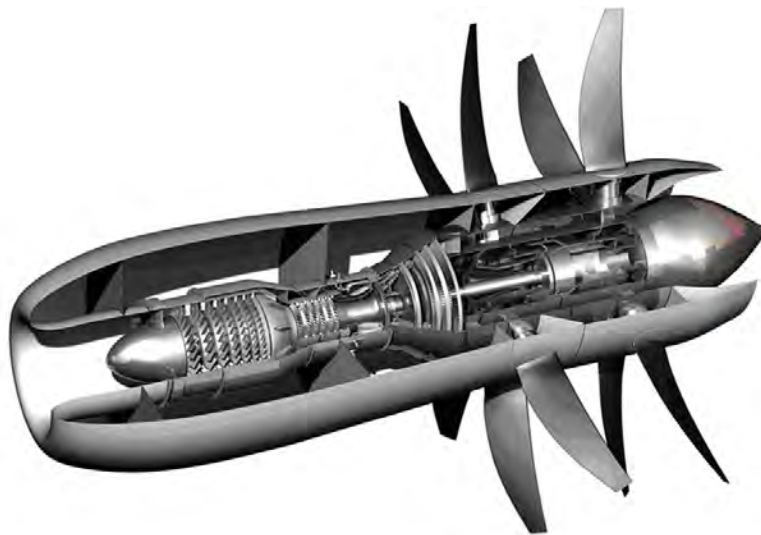


Figure 0.1 – Vue d'un open rotor

Ce moteur est un turboréacteur classique dont la soufflante est composée de deux hélices non carénées tournant dans des sens opposés, chacune étant reliée à l'axe de la turbine via une transmission mécanique par engrenage. Son principal avantage est qu'il garde les mêmes performances qu'un turboréacteur traditionnel mais que dans le même temps sa consommation est réduite de 20% à 25% environ. En effet, le fait que la soufflante ne soit pas carénée permet

d'augmenter son diamètre et en conséquence le taux de dilution du moteur (qui correspond au rapport entre la poussée résultant de l'accélération d'air froid et d'air chaud). Cela a finalement pour effet d'améliorer son efficacité propulsive. En contrepartie, on notera que le bruit produit est nettement plus important que dans le cas d'un moteur à soufflante carénée et qu'il existe un risque de projection dans le fuselage de l'avion en cas de rupture de pale.

La société Hispano-Suiza du groupe SAFRAN propose de produire la transmission mécanique reliant l'axe de la turbine aux deux hélices. De par leur compacité, leur arrangement axisymétrique et leur grand rapport de réduction, un système composé de trains épicycloïdaux lubrifiés par jets d'huile a été conçu afin de remplir cette fonction. Il est important de souligner que la transmission étant montée en série dans la chaîne de puissance, son rendement a un impact direct sur l'efficacité globale du moteur et sur sa consommation. C'est pourquoi, durant cette phase d'avant-projet, la société Hispano-Suiza cherche à développer, via ces travaux de thèse, des modèles numériques afin de quantifier les pertes de puissance produites dans ce type de transmission mécanique.

Le premier chapitre de ce manuscrit propose dans un premier temps de recenser les différents modèles permettant de quantifier les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques par engrenage en général, et dans les trains planétaires en particulier. Il est notamment mis en évidence qu'il n'existe pas réellement de consensus concernant la distribution précise des dissipations de puissance dans les réducteurs à trains épicycloïdaux et que de très rares études tentent d'apporter des éléments de réponse à ces interrogations. Ce chapitre permet donc de montrer clairement dans quel contexte se situe le présent travail et ce qu'il permet d'apporter par rapport à ce qui est déjà existant sur le sujet dans la littérature.

Le second chapitre présente le développement d'une nouvelle expression analytique afin d'estimer les pertes de puissance par frottement au niveau d'un engrènement pignon/couronne (contact intérieur), tout en tenant compte d'éventuels corrections de profil. Ce développement est en fait la conversion d'un modèle déjà existant qui est centré sur l'engrènement d'un pignon et d'une roue (contact extérieur). Une fois la nouvelle formule développée, une comparaison en termes de pertes de puissance générées entre les deux types de denture est effectuée. Il est ainsi étudié si l'effet des corrections est identique sur les deux familles d'engrenage. Finalement, un modèle est construit afin de quantifier les pertes de puissance dissipées par frottement dans un réducteur épicycloïdal et l'influence des modifications de profil sur le rendement du réducteur peut ainsi être mise en évidence.

Le troisième chapitre décrit le banc d'essai mis en place durant la thèse dans le but de mesurer et de modéliser les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par un réducteur à train épicycloïdal. Les stratégies de conception, les moyens expérimentaux et les conditions des essais sont décrits et justifiés. De plus, il est proposé dans ce chapitre d'utiliser une méthode couplant l'aspect thermique du réducteur d'essai à l'aspect perte de puissance produite par cette même transmission, afin de remonter précisément à la répartition des pertes de puissance en son sein. Ce chapitre décrit donc dans un deuxième temps le modèle thermique du réducteur d'essai qui a été bâti à l'aide de la méthode des réseaux thermiques et les essais expérimentaux qui ont été appliqués afin de le valider.

Le quatrième chapitre porte sur les résultats obtenus dans ces travaux. Une attention particulière est portée dans un premier temps sur les pertes de puissance produites par la ventilation d'un porte-satellite, avec et sans injection de lubrifiant ; sujet qui n'a jamais été traité dans la littérature. Dans un second temps, il est montré qu'en appliquant la méthode thermomécanique, la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans le réducteur épicycloïdal peut être définie. Un modèle analytique simple est proposé pour estimer numériquement les différents postes de pertes de puissance dans la transmission d'essai en fonction de sa vitesse de rotation, du débit d'huile injecté et de la température d'injection du lubrifiant.

Finalement, le cinquième chapitre présente une application au cas industriel d'Hispano-Suiza. Dans un premier temps, un modèle permettant d'estimer précisément le coefficient de frottement entre les dentures du réducteur d'Hispano-Suiza est proposé. Des résultats expérimentaux sur machine à galets sont présentés et valident les résultats obtenus. Puis, dans un dernier temps, les modèles d'estimation des pertes par frottement aux dentures (développé du Chapitre II) et celui concernant les pertes indépendantes de la charge (construit au Chapitre IV) sont appliqués au réducteur industriel d'Hispano-Suiza. La distribution des dissipations de puissance dans la transmission peut ainsi être analysée pour différentes conditions opératoires.

CHAPITRE I - BIBLIOGRAPHIE

I.1. INTRODUCTION

I.2. PERTES DANS LES TRAINS CONVENTIONNELS

I.3. PERTES DANS LES TRAINS EPICYCLOIDaux

I.4. COUPLAGE THERMOMECHANIQUE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGE

I.5. CONCLUSION

I.1. INTRODUCTION

La grande majorité des études de la littérature portant sur les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques par engrenage concernent les trains d'engrenage conventionnels, à axes parallèles. Ce chapitre propose donc de présenter dans un premier temps un état de l'art des études menées sur les pertes de puissance dans les transmissions par engrenage classiques. Puis, en second lieu, des études axées sur les rendements et les dissipations de puissance dans les trains épicycloïdaux/planétaires sont décrites. Enfin, une dernière partie présente l'intérêt et les apports du couplage entre la thermique et les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques.

I.2. PERTES DANS LES TRAINS CONVENTIONNELS

Cette partie vise à décrire les formulations permettant d'estimer les différents postes de pertes de puissance dans les transmissions mécaniques par engrenage à axes parallèles. On retiendra que certains modèles qui seront présentés sont potentiellement applicables afin de modéliser les pertes de puissance dans les réducteurs épicycloïdaux. Communément, les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques par engrenage se classent en deux catégories suivant leur origine [3], [4] : les pertes de puissance dépendantes de la charge d'un côté et les pertes indépendantes de la charge de l'autre.

I.2.a. Pertes dépendantes de la charge

Les pertes de puissance dépendantes de la charge recensées dans les transmissions mécaniques par engrenage proviennent de deux sources distinctes : le frottement au niveau des zones de contact entre les dentures et le frottement dans les paliers.

Le premier poste est lié au fait qu'au cours de l'engrènement entre des dentures, deux surfaces en appui glissent et roulent l'une sur l'autre, ce qui a pour conséquence de générer des calories. Dans le cas des transmissions fonctionnant à des régimes dits « lents » (vitesse linéaire périphérique inférieure à 50 m/s), ce type de pertes de puissance représentent généralement une proportion importante vis à vis des pertes de puissance totales produites. Ce poste de dissipation de puissance a déjà été analysé à de nombreuses reprises et un grand nombre de formulations ont été développées pour le quantifier, tels que dans les travaux de Buckingham [5], de Merritt [6], de Niemann et Winter [7], de Henriot [8] ou encore dans la norme ISO [9]. Toutes ces études proposent des formulations supposant que le coefficient de frottement, qui caractérise le contact entre denture, est constant le long de la ligne d'action. La norme ISO préconise l'expression suivante pour estimer le rendement de l'engrènement entre un pignon et une roue :

$$\eta_{ISO} = 1 - f H_V \quad (I.1)$$

où f est le coefficient de frottement et H_V un paramètre qui dépend exclusivement de la géométrie des engrenages. Les expressions développées par Buckingham [5], par Niemann et Winter [7] et par

Henriot [8] ont une forme similaire, ce n'est que l'expression du paramètre H_V qui diffère d'une formulation à l'autre.

En effet, selon Buckingham, le rendement d'un couple pignon/roue qui engrène peut s'exprimer avec l'expression suivante :

$$\eta_{BUCKINGHAM} = 1 - f(1 + u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \quad (I.2)$$

Alors qu'avec la même notation, la formulation proposée par Niemann et Winter prend la forme :

$$\eta_{NIEMANN} = 1 - f(1 + u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha} - 1 + (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \varepsilon_\alpha \right) \quad (I.3)$$

Avec pour ces deux expressions :

- ✓ f le coefficient de frottement (constant le long de la ligne d'action) [-]
- ✓ u le rapport de réduction [-]
- ✓ Z_1 le nombre de dent du pignon [-]
- ✓ β_b l'angle d'hélice de base des dentures [rad]
- ✓ ε_α le rapport de conduite [-]
- ✓ κ_0 un paramètre qui définit la position du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action [-]

Quant à l'expression développée par Henriot, elle s'écrit :

$$\eta_{HENRIOT} = 1 - f \left(\frac{1}{R_{p1}} + \frac{1}{R_{p2}} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha} \quad (I.4)$$

Avec :

- ✓ f le coefficient de frottement (constant le long de la ligne d'action) [-]
- ✓ R_{p1} et R_{p2} les rayons primitifs du pignon et de la roue, respectivement [m]
- ✓ g_f et g_a les longueurs d'approche et de retrait, respectivement [m]
- ✓ α l'angle de pression [rad]

Il ressort donc de ces études que les pertes de puissance produites par le frottement aux niveaux des dentures sont exclusivement liées à la géométrie des engrenages et au coefficient de frottement.

Il est intéressant de remarquer que les formulations présentées précédemment (équations (I.1), (I.2), (I.3) et (I.4)) concernent uniquement les engrenages dont le profil n'est pas corrigé, alors que des corrections de forme peuvent potentiellement apporter un gain énergétique conséquent [10], [11]. Les modifications apportées aux engrenages ne sont autres que des déviations du profil de la dent par rapport au profil théorique. Les corrections de profil correspondent traditionnellement à un retrait de matière de quelques dizaines de micromètres en pied, en tête, sur toute ou une partie de la largeur des dents de l'engrenage [12]. La Figure I.1 présente, par exemple, une correction de profil d'un pignon en tête de dent. Ce type de prélèvement modifie le chargement normal dans les zones où la vitesse de glissement est maximale. Cela a alors pour conséquence de diminuer les pertes de puissance par frottement produites par l'engrènement. On remarquera que d'autres formes de corrections telles que des corrections longitudinales (dans la largeur de la denture) peuvent être apportées pour palier à des chargements localisés uniquement sur une faible partie de la denture, ce qui est néfaste à la durée de vie du pignon. On retiendra que les corrections de profil ont une

influence sur les aspects rendements, dynamiques, vibratoires et acoustiques des transmissions mécaniques. L'optimisation de ces dernières peut répondre à de nombreux problèmes rencontrés dans les transmissions mécaniques par engrenage [13].

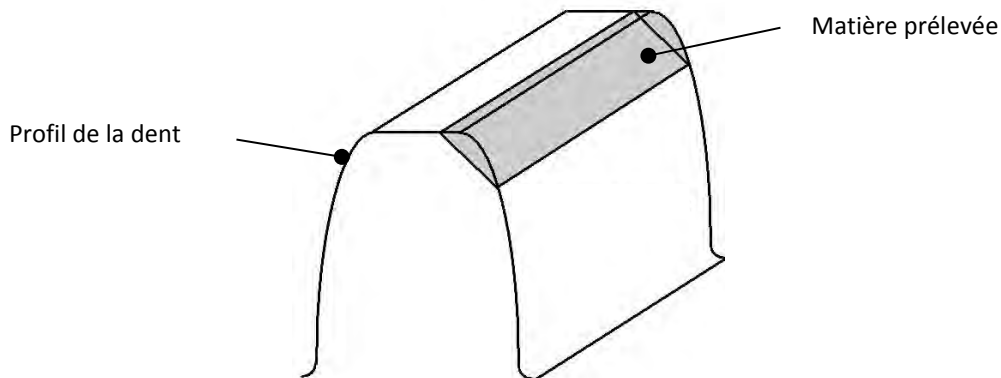


Figure I.1 - Schéma d'une correction de profil en tête de dent d'un pignon

De ce fait, il paraît indispensable dans le présent travail de développer un modèle qui traduise l'influence des corrections sur les pertes de puissance par frottement aux dentures. Une formule analytique, facilement et rapidement applicable, est d'ores et déjà disponible pour en tenir compte. Elle a été développée par Vexlex et Ville [14] et sera décrite plus en détail dans le Chapitre II du manuscrit. On notera que cette formulation a été conçue pour traiter exclusivement le cas des dentures à contacts extérieures, de type pignon/roue.

Comme il a été noté précédemment, le coefficient de frottement (supposé constant le long de la ligne d'action dans les équations (I.1), (I.2), (I.3) et (I.4) et également dans le modèle de Vexlex et Ville [14]) est un paramètre de premier ordre pour quantifier les pertes de puissance par frottement aux dentures. Son estimation précise est donc indispensable. De manière générale, le coefficient de frottement entre des dentures évolue avec la charge, la vitesse d'entraînement, la vitesse de glissement, les propriétés du lubrifiant utilisé et les propriétés des matériaux (notamment leurs états de surface). Tous ces paramètres ont une influence sur le contact élastohydrodynamique (EHD) entre les dentures. Ce type de contact est défini par une géométrie non conforme des surfaces, des aires de contact faibles, des pressions de contact élevées et la présence d'un film de lubrifiant qui sépare les surfaces en contact. On notera que ce film d'huile permet l'accommodation des vitesses entre les surfaces de contact, la transmission de la charge normale, l'évacuation des calories produites dans le contact ainsi que l'évacuation des débris d'usure. Traditionnellement, suivant le rapport entre l'épaisseur du film d'huile qui sépare les surfaces et la rugosité de ces dernières, trois régimes de lubrification sont distingués, Figure I.2 :

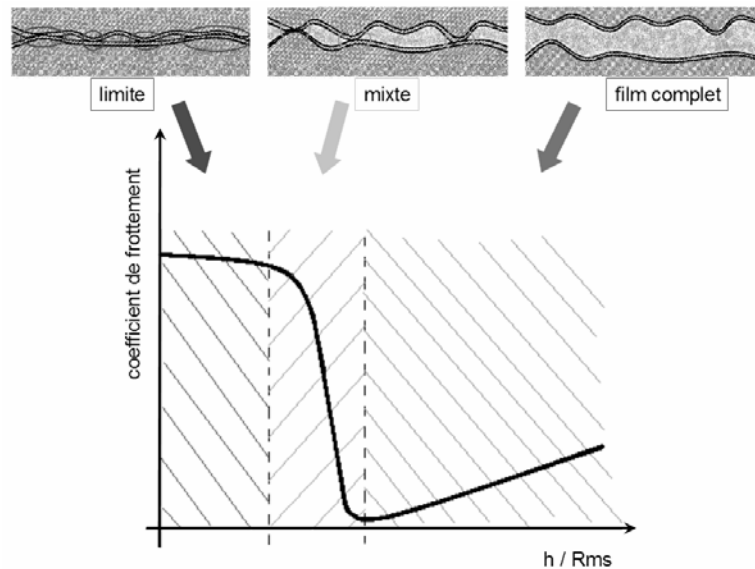


Figure I.2 – Courbe de Stribeck [15] – Evolution du coefficient de frottement en fonction du régime de lubrification

1. Le régime de lubrification en film complet. Les deux surfaces sont complètement séparées par le film d'huile, il n'y a aucune interaction entre les aspérités. Le coefficient de frottement est étroitement lié aux propriétés physiques du lubrifiant.
2. Le régime de lubrification limite. Dans ce cas, le frottement est principalement dû aux contacts entre les aspérités et les additifs ont un rôle prépondérant sur le coefficient de frottement.
3. Le régime de lubrification mixte. Dans ce cas, le frottement est engendré à la fois par les contacts entre les aspérités et à la fois par le cisaillement du film d'huile. Du fait de la rugosité des engrenages, ce régime est celui prépondérant dans le cas des engrenages, notamment lorsque les glissements sont importants (en fin et en début d'engrènement).

Plusieurs formules empiriques ont été développées pour estimer le coefficient de frottement entre des engrenages : Kuzmin [16], Misharin [17], O'Donoghue et Cameron [18] et Kelley et Lemanski [19]. La formulation qui semble la plus complète et la plus précise de par le nombre de paramètres qu'elle prend en compte et le nombre d'essais qui ont permis de la construire, est celle développée par Benedict-Kelley [20] :

$$f = 0,0127 \log_{10} \left| \frac{291205,8 \cdot 10^{-7}}{\frac{\rho \cdot \nu \cdot V_g \cdot U^2}{F_{nu}}} \right| \quad (I.5)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique du lubrifiant [kg/m^3]
- ✓ ν la viscosité cinématique du lubrifiant [m^2/s]
- ✓ V_g la vitesse de glissement [m/s]
- ✓ U la somme des vitesses de roulement [m/s]
- ✓ F_{nu} l'effort normal unitaire [N/m]

Il est cependant montré que cette loi de frottement mène à des coefficients de frottement proches des mesures expérimentales seulement pour des taux de glissement importants (entre 20 et 50 %) et que des décalages conséquents apparaissent pour des taux de glissement faibles et très élevés [11].

Une autre formulation régulièrement utilisée pour calculer des valeurs de coefficient de frottement dans les transmissions mécaniques par engrenage est celle proposée par la norme ISO 14179-2 [9]. Cette dernière a pour expression :

$$f = 0,048 \left[\frac{F_n/b}{r_c U} \right]^{0,2} \mu^{-0,05} R_{ar}^{0,25} X_L \quad (1.6)$$

Avec :

- ✓ F_n l'effort normal appliqué à la denture [N]
- ✓ b la largeur des dentures en contact [mm]
- ✓ r_c le rayon de courbure équivalent au niveau du diamètre primitif [mm]
- ✓ U la somme des vitesses au niveau du primitif [m/s]
- ✓ μ viscosité dynamique de l'huile [mPas]
- ✓ R_{ar} la moyenne arithmétique des rugosités des flancs actifs du pignon et de la roue [μm]
- ✓ X_L un coefficient dépendant du type d'huile utilisé [9]

Une loi basée sur les théories de Greenwood-Tripp [21] et de Mikic [22] a été construite par Diab et al. au sein du LaMCoS [23]. Cette formulation a été développée à partir de nombreux essais expérimentaux réalisés sur la machine à galets à haute performance [24]. Elle consiste à combiner la part du coefficient de frottement liée au cisaillement du fluide séparant les deux surfaces et la part liée au contact entre les aspérités. Cette loi sera décrite plus en détail dans le Chapitre V.

Le second poste de perte de puissance dépendante de la charge dans les transmissions mécaniques par engrenage concerne le frottement dans les paliers. Du fait que dans le présent travail, les arbres de transmission sont guidés par des roulements, seuls des modèles concernant ce type de palier sont présentés. Traditionnellement, les pertes de puissance dissipées par les roulements sont quantifiées à l'aide des formulations développées par Harris [25]. Les expressions qu'il propose permettent d'estimer d'un côté les pertes fonction du chargement du roulement et d'un autre les dissipations liées aux effets hydrodynamiques, dues à la présence de lubrifiant (huile, brouillard air/huile ou graisse). En ce qui concerne la première partie, le couple résistant lié au chargement du roulement s'exprime par :

$$C_1 = f_1 F^a d_m^b \quad (1.7)$$

Avec :

- ✓ C_1 le couple de frottement dépendant de la charge [Nmm]
- ✓ f_1, a, b des constantes qui dépendent du type de roulement utilisé [-]
- ✓ F la force équivalente appliquée au roulement [N]
- ✓ d_m le diamètre moyen du roulement [mm]

Plus récemment, la société SKF a développé sa propre expression pour quantifier la puissance dissipée par frottement dans les roulements [26]. L'originalité de cette approche est que le couple résistant est scindé en deux composantes : la première prend en compte le frottement lié aux effets de roulement et la seconde tient compte du frottement lié aux effets de glissement :

$$C = \varphi_{ish} \varphi_{rs} C_{rr} + C_{sl} \quad (I.8)$$

Avec :

- ✓ C le couple de frottement résistant total du roulement [Nm]
- ✓ φ_{ish} un facteur pour tenir compte du fait qu'une partie du lubrifiant est refoulée en entrée des contacts du roulement et qu'une très faible quantité d'huile forme le film d'huile dans les contacts [-]
- ✓ φ_{rs} un facteur pour tenir compte du fait que le lubrifiant est chassé des pistes du roulement, ce qui a tendance à diminuer l'épaisseur du film d'huile dans le contact
- ✓ C_{rr} le couple lié au frottement par roulement [Nm]
- ✓ C_{sl} le couple lié au frottement par glissement [Nm]

I.2.b. Pertes indépendantes de la charge

Les pertes indépendantes de la charge dans les transmissions mécaniques sont liées à la présence de lubrifiant ou d'air. Il s'agit de dissipation de puissance générée par des effets de cisaillement d'huile (ou d'air) et des phénomènes de mise en mouvement de fluide. Concernant les pertes de puissance liées au lubrifiant dans les roulements (appelées pertes hydrodynamiques), Harris [25] propose les formulations suivantes pour les estimer :

Si $v n \geq 2000$

$$C_0 = 10^{-7} f_0 (v N)^{2/3} d_m^3 \quad (I.9 a)$$

Si $v n < 2000$

$$C_0 = 160 \times 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad (I.9 b)$$

Avec :

- ✓ C_0 le moment de frottement indépendant de la charge [Nmm]
- ✓ f_0 un facteur dépendant du type de roulement et du mode de lubrification [-]
- ✓ v la viscosité cinématique du lubrifiant [mm²/s]
- ✓ N la vitesse de rotation du roulement [tr/min]
- ✓ d_m le diamètre moyen du roulement [mm]

On notera que ce second couple vient compléter le couple de perte lié à la charge du roulement de l'équation (I.7).

De la même manière, la formulation proposée par la société SKF (équation (I.8)) peut être complétée pour tenir compte des pertes indépendantes de la charge dissipées par le roulement. Des couples supplémentaires peuvent être ajoutés pour tenir compte des effets hydrodynamiques au

sein du roulement (entraînement du lubrifiant) et de la dissipation de puissance engendrée par les éventuels joints d'étanchéité du roulement [26]. L'expression suivante est notamment préconisée afin d'estimer le couple de trainée d'un roulement lubrifié par bain d'huile :

$$C_{hydro} = V_M K_{bille} d_m^5 N^2 \quad (I.10)$$

Avec :

- ✓ C_{hydro} couple de trainée du roulement lié à la présence de lubrifiant [Nmm]
- ✓ V_M une variable fonction du niveau d'immersion du roulement dans le bain d'huile
- ✓ K_{bille} une constante dépendante du type de roulement
- ✓ d_m le diamètre moyen du roulement [mm]
- ✓ N la vitesse de rotation du roulement [tr/min]

La lubrification dans les transmissions mécaniques a deux principales fonctions. Comme expliqué précédemment, la première est de limiter le frottement (cf. Figure I.2) afin d'éviter l'usure prématurée et la dégradation des surfaces dans les zones de contact. La seconde fonction du lubrifiant est de jouer le rôle de vecteur de calories, en les évacuant des points où elles sont produites. Deux modes de lubrification sont traditionnellement employés dans les transmissions mécaniques par engrenage. Lorsque les vitesses périphériques des dentures sont limitées (la borne couramment admise est de 60 m/s), la lubrification par bain d'huile (barbotage) est souvent la solution retenue. De manière inverse, lorsque les vitesses périphériques deviennent très importantes, la lubrification par jet d'huile est préférée, puisque moins énergivore.

De nombreuses études concernant les pertes de puissance par barbotage, produites par la rotation d'un pignon partiellement immergé dans un bain d'huile, ont été menées de manière empiriques ou analytiques. Dans la première catégorie, on peut notamment citer les travaux de Terekhov [27], Boness [28] et Changenet et al. [29], [30]. On remarquera que ces différents modèles empiriques traitent tous du même type de perte mais que leurs principales différences résident dans les conditions des essais qui ont permis de les bâtir (types de pignon, vitesse de rotation, propriétés des lubrifiants, etc.). Le modèle proposé par Seethraman et Kahraman [31], [32] est quant à lui purement analytique et est basé sur les effets de frottement des surfaces du pignon en mouvement avec l'huile du bain. Le choix de lubrification du réducteur d'essai de la présente étude étant la lubrification par jet d'huile, l'état de l'art concernant les modèles pour estimer les pertes par barbotage n'est pas plus développé.

Relativement peu d'études portent sur les pertes de puissance engendrées par l'injection du lubrifiant dans les transmissions mécaniques. Ariura [33] est l'un des premiers à investiguer sur ce type de perte de puissance. Il met en évidence que les pertes produites par l'injection du lubrifiant sont générées par deux phénomènes distincts : l'accélération de l'huile injectée et le piégeage du lubrifiant entre les dents. Ce postulat est confirmé par la suite par tous les auteurs étudiant ce mode de lubrification. Quelques études ont été réalisées par la NASA concernant la lubrification par jet d'huile. Akin et al. [34] par exemple testent des configurations de lubrification différentes : injection du lubrifiant à l'engrènement (cf. Figure I.3) ou au dégrènement.

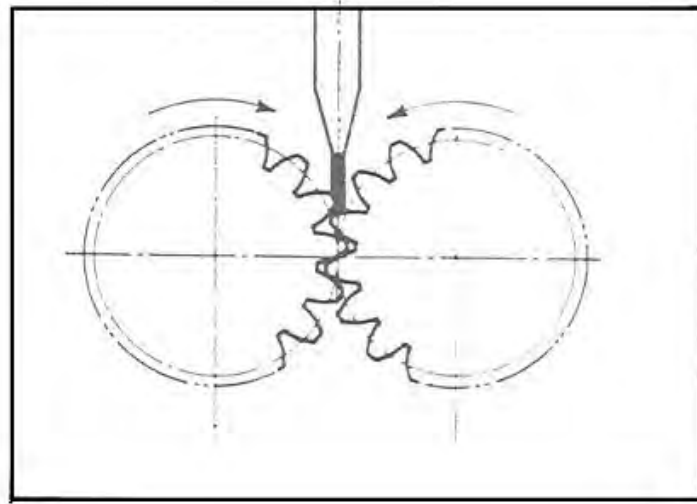


Figure I.3 - Injection du lubrifiant à l'engrènement (Ariura [33])

Il est ainsi montré que l'injection à l'engrènement permet à l'huile de pénétrer en profondeur entre les dents ce qui est positif pour évacuer les calories mais négatif d'un point de vue des pertes de puissance puisque d'avantage d'huile est piégé entre les dents. Lorsque l'injection se fait au dégrènement, il ressort que les conclusions sont opposées. D'autres études ont également été menées à l'IMK de Stuttgart. Mauz [35] par exemple compare les pertes engendrées par le barbotage et l'injection d'huile pour des vitesses allant jusqu'à 60 m/s. Il retombe sur les mêmes constatations qu'Ariura ; deux contributions sont à prendre en compte : l'accélération du lubrifiant et le piégeage.

Concernant l'estimation de la première contribution, liée à la transmission de quantité de mouvement au lubrifiant, toutes les études sur le sujet montrent que les auteurs sont unanimes sur la formule à utiliser. Il s'agit d'une expression basée sur le théorème d'Euler :

$$C = \frac{\rho Q_v D_p}{2} \left(\frac{\omega D_p}{2} \mp \frac{4 Q_v}{n_{buse} \pi d_{buse}^2} \right) \quad (I.11)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique du lubrifiant [kg/m³]
- ✓ Q_v le débit d'huile injectée [m³/s]
- ✓ D_p le diamètre primitif de la roue dentée [m]
- ✓ ω la vitesse angulaire du mobile [rad/s]
- ✓ d_{buse} le diamètre de la buse d'injection [m]
- ✓ n_{buse} le nombre de buses d'injection [-]

On notera que le terme entre parenthèse représente la différence entre la vitesse linéaire de la denture et la vitesse du jet d'huile. Dans le cas d'une injection au dégrènement, ces deux vitesses doivent être sommées alors qu'il est nécessaire de les soustraire dans le cas d'une lubrification à l'engrènement.

Concernant la seconde contribution, assez peu d'études proposent des formulations analytiques afin de quantifier les pertes de puissance produites par piégeage. Le phénomène de piégeage correspond à l'aspiration puis l'éjection d'un fluide (air, mélange air/huile ou huile) entre

les dents au cours de l'engrènement. Durant la phase d'approche de l'engrènement, le fluide est comprimé entre les dents puis chassé de manière axiale (cf. Figure I.4) et lors de la phase de retrait une détente se produit ce qui mène à une aspiration du fluide dans l'espace interdent. Ce phénomène de pompage est susceptible de produire des niveaux de chauffe importants et d'avoir un impact conséquent sur le rendement.

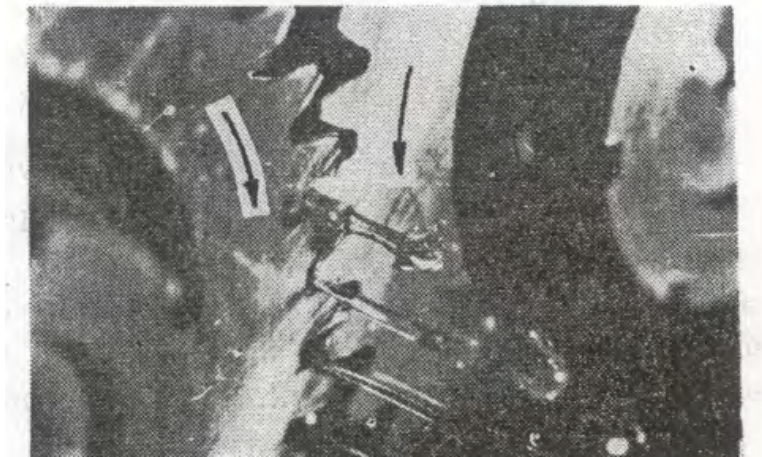


Figure I.4 – Phénomène de piégeage et expulsion du lubrifiant de la zone d'engrènement [36]

Ces pertes de puissance sont directement liées aux paramètres suivants :

- La géométrie des dentures caractérisant le volume interdent et les sections de passage du fluide,
- Le type de fluide, le comportement est différent selon si le fluide est un gaz (compressible) ou un liquide (incompressible),
- La température et la pression du milieu ambiant,
- La vitesse de rotation des mobiles qui joue sur la vitesse d'évolution des volumes et des surfaces de passage du fluide.

Ariura et Ueno [33] proposent une première approche pour quantifier ce poste de perte. Ils assimilent l'engrènement à une plaque venant presser l'huile dans un canal. L'action du piston sur le fluide incompressible vient éjecter l'huile sur les côtés des dentures. Les résultats obtenus avec cette méthode ne sont évidemment pas des plus précis mais ils donnent néanmoins un ordre de grandeur des pertes engendrées.

Plus récemment, Butsch [37] propose deux lois empiriques, plus précises pour estimer ce poste de perte de puissance, suivant si l'injection se fait à l'engrènement ou au dégrènement. Il utilise les valeurs adimensionnées suivantes :

$$v_p^* = \frac{v_p}{100 \text{ m/s}} \quad b^* = \frac{b}{0,1 \text{ m}} \quad Q_v^* = Q_v \times \frac{600}{1 \text{ m}^3/\text{s}} \quad R_{p2}^* = \frac{2 R_{p2}}{a}$$

Avec :

- ✓ v_p la vitesse linéaire au primitif du pignon [m/s]
- ✓ b la largeur dentée [m]
- ✓ Q_v le débit volumique d'huile injectée [m³/s]

- ✓ R_{p2} le rayon primitif de la roue [m]
- ✓ a l'entraxe [m]

Dans le cas de l'injection du lubrifiant à l'engrènement, le couple adimensionné $C = C^* \times 1 Nm$ a pour expression :

$$C^* = c_1 v_p^* + c_2 \quad (I.12)$$

Avec :

$$c_1 = 18 \left(\frac{Q_v^*}{b^*} \right)^{\frac{0,8}{b^*}} (b^*)^{1,8} (R_{p2}^*)^{1,1} - 12,75 Q_v^* R_{p2}^* \quad (I.13 a)$$

$$c_2 = 8 \left(\frac{Q_v^*}{b^*} \right)^{0,5} (b^*)^{-0,3} (R_{p2}^*)^{1,1} + 2,32 Q_v^* R_{p2}^* \quad (I.13 b)$$

Dans le cas d'une injection au dégrènement la formule devient :

$$C^* = c_3 + c_4 (v_p^* - 0,6) + c_5 ((v_p^*)^2 - 0,6^2) \quad (I.14)$$

Avec :

$$c_3 = 0,5 - (R_{p2}^*)^{-2} \quad (I.15 a)$$

$$c_4 = 17,2 (R_{p2}^*)^{1,5} - 12,75 \left(\frac{Q_v^*}{b^*} \right) R_{p2}^* \quad (I.15 b)$$

$$c_5 = -6,3 \frac{(R_{p2}^*)^{1,5}}{1 + \frac{Q_v^*}{b^*}} \quad (I.15 c)$$

De plus, si le couple calculé est négatif, l'auteur préconise de le fixer à 0.

Mauz [35] a également développé une formulation analytique pour estimer les pertes de puissance par piégeage. Il préconise cependant que ces pertes n'ont lieu d'être que lorsque l'injection se fait à l'engrènement. Le couple résistant dû au piégeage d'huile a alors pour expression :

$$C = 4,12 \rho Q_v^{0,75} R_p v_p^{1,25} b^{0,25} m^{0,25} \left(\frac{v}{v_0} \right)^{0,25} \left(\frac{h_{dent}}{h_0} \right)^{0,5} \quad (I.16)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique de l'huile [kg/m³]
- ✓ Q_v le débit d'huile piégé par les dentures [m³/s]
- ✓ R_p le rayon primitif [m]
- ✓ v_p la vitesse linéaire de la denture au primitif [m/s]
- ✓ b la largeur de denture [m]
- ✓ m le module de la denture [m]
- ✓ v la viscosité cinématique de l'huile [m²/s]
- ✓ $v_0 = 1 m^2/s$
- ✓ h_{dent} la hauteur de dent [m]
- ✓ $h_0 = 2,3 m$

Plus récemment, Diab [38] a développé un modèle purement analytique pour quantifier le piégeage d'un fluide compressible, dans le cas des dentures droites et hélicoïdales. Il discrétise en

espace les volumes interdents et en temps les évolutions des volumes et des surfaces de fuite. A partir de l'équation de continuité et du premier principe de la dynamique appliqué aux systèmes ouverts, il remonte aux vitesses, pressions et températures dans chaque volume de contrôle et finalement aux pertes de puissance. La même démarche a été adoptée par Seetharaman [31] pour un fluide incompressible mais uniquement sur de la denture droite. Ces méthodes apportent des résultats tout à fait concluants mais sont lourdes à mettre en œuvre et sont plus gourmandes en temps de calcul qu'une simple formule analytique. De plus, il apparaît que de tels modèles nécessitent une connaissance précise de la géométrie des engrenages (déport, jeu,...). La présente étude se situant dans la phase d'avant-projet de conception du réducteur industriel, les données nécessaires ne sont pas encore définies précisément. Ces modèles semblent donc être difficilement applicables dans ces travaux.

Enfin, le dernier poste de perte de puissance traditionnellement rencontré dans les transmissions mécaniques par engrenage, qui est également lié à la lubrification par injection de lubrifiant, est la perte par ventilation. Cette dissipation de puissance est provoquée par l'entraînement d'un fluide (air ou mélange air/huile) environnant les mobiles en rotation. On notera que ce phénomène est négligeable à basse vitesse mais peut devenir prépondérant pour les applications dont les vitesses de rotation périphériques dépassent 100 m/s.

Plusieurs auteurs se sont intéressés à la mesure et à la modélisation des pertes par ventilation des engrenages. Deux types d'approches sont à distinguer : les approches basées sur des mesures expérimentales et les approches purement numériques. Concernant la première catégorie, peuvent être notamment cités les travaux d'Anderson et Loewenthal [39]. Ces derniers proposent la formulation suivante pour estimer les pertes par ventilation produites par la rotation d'un couple pignon/roue :

$$\mathcal{P} = c_1 \left(1 + 2,3 \frac{b}{R_p} \right) N^{2,8} R_p^{4,6} (28 \times 10^{-6} \mu + c_2)^{0,2} \quad (I.17)$$

Avec :

- ✓ $c_1 = 2,82 \times 10^{-7}$ [-] et $c_2 = 0,019$ [-]
- ✓ b la largeur dentée [m]
- ✓ R_p le rayon primitif [m]
- ✓ N la vitesse de rotation [tr/min]
- ✓ μ la viscosité dynamique du fluide [Pas]

Dawson [40], [41] a étudié les pertes par ventilation produites par une roue dentée tournante seule. Pour cela, il entraîne en rotation une denture et quantifie les pertes par ventilation en mesurant la décélération du mobile. Il bâtit ainsi la formule empirique suivante :

$$\mathcal{P} = N^{2,9} (0,16 D_d^{3,9} + D_d^{2,9} b^{0,75} m^{1,15}) 10^{-20} \psi \epsilon \quad (I.18)$$

Avec :

- ✓ N la vitesse de rotation du mobile [tr/min]
- ✓ D_d le diamètre de pied de la roue dentée [mm]
- ✓ b la largeur dentée [mm]

- ✓ m le module de la denture [mm]
- ✓ ψ une constant représentative de la masse volumique de l'atmosphère environnante (éventuellement du brouillard d'huile) qui vaut 1 pour de l'air pur [-]
- ✓ ϵ une constante traduisant l'influence d'une paroi plus ou moins proche du mobile [-]

Une autre étude, très complète, concernant les pertes par ventilation d'un mobile a été menée par Diab [42]. Le même protocole expérimental que Dawson a été utilisé (mesure de la décélération du mobile) mais sur un banc d'essai pouvant atteindre des vitesses de rotation plus importantes. Des formulations ont ainsi été développées pour estimer les dissipations de puissance produites par un disque ou par une denture seule. Dans ce modèle, les contributions des flancs du mobile et des dentures (ou de la périphérie dans le cas d'un disque) sont dissociées :

Les pertes sur les flancs d'un pignon (ou d'un disque) se calculent comme suit :

$$C_{flanc} = \frac{2 n_{r1} \pi}{5 - 2 m_{r1}} \frac{1}{Re^c m_{r1}} \left(\frac{R^c}{R_p} \right)^5 + \frac{2 n_{r2} \pi}{5 - 2 m_{r2}} \left[\frac{1}{Re^{m_{r2}}} - \frac{1}{Re^c m_{r2}} \left(\frac{R^c}{R_p} \right)^5 \right] \quad (I.19)$$

Avec :

- ✓ n_{r1} et m_{r1} des coefficients pour le régime laminaire (Tableau I.1) [-]
- ✓ n_{r2} et m_{r2} des coefficients pour le régime turbulent (Tableau I.1) [-]
- ✓ $Re^c \cong 3.10^5$, le nombre de Reynolds critique [-]
- ✓ R_p le rayon primitif de la roue dentée (ou rayon du disque) [m]
- ✓ $R^c = \sqrt{\frac{\mu Re^c}{\rho \omega}}$ le rayon critique délimitant la zone en régime laminaire de celle en régime turbulent [m]

Régime d'écoulement	
Laminaire	$n_{r1} = 1,293$
	$m_{r1} = 0,5$
Turbulent	$n_{r2} = 0,074$
	$m_{r2} = 0,2$

Tableau I.1 – Coefficients pour le régime laminaire et pour le régime turbulent

On notera que si le régime turbulent n'est pas atteint, l'équation (I.19) peut être simplifiée en remplaçant R^c par R et Re^c par Re .

Le nombre de Reynolds caractérisant l'écoulement est défini par :

$$Re = \frac{\rho \omega R_p^2}{\mu} \quad (I.20)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique de fluide [kg/m³]
- ✓ ω la vitesse de rotation du mobile [rad/s]
- ✓ R_p le rayon primitif de la roue dentée (ou rayon du disque) [m]
- ✓ μ la viscosité dynamique du fluide [Pa s]

Les pertes aux niveaux des dents dans le cas d'un pignon s'expriment avec l'expression suivante :

$$C_{dent} \cong \xi \frac{Z}{4} \left(\frac{b}{R_p} \right) \left[1 + \frac{2(C_a + x_a)}{Z} \right]^4 (1 - \cos \phi) (1 + \cos \phi)^3 (1 - \sin^2 \beta) \quad (I.21)$$

Avec :

- ✓ ξ une constante pour tenir compte de la présence ou pas de parois autour du mobile [-]
- ✓ Z le nombre de la denture [-]
- ✓ b la largeur de la denture [m]
- ✓ R_p le rayon primitif du pignon [m]
- ✓ C_a le coefficient de saillie [-]
- ✓ x_a le coefficient de déport de la denture [-]
- ✓ $\phi = \frac{\pi}{Z} - 2(\text{inv } \alpha_p - \text{inv } \alpha_A)$
- ✓ α_p et α_A les angles de pression au niveau du primitif et de la tête de denture respectivement [rad]
- ✓ β l'angle d'hélice [rad]

Les pertes aux niveaux de la périphérie d'un disque se calculent comme suit :

$$C_{périph} = \frac{8 \pi b}{R_e} \frac{1}{R} \quad (I.22)$$

Avec :

- ✓ R_e le nombre de Reynolds (équation (I.20))
- ✓ b la largeur du disque [m]
- ✓ R le rayon du disque [m]

La perte par ventilation du mobile est finalement donnée par (pour un disque, on prendra le rayon du disque au lieu du rayon primitif) :

$$\mathcal{P} = \frac{1}{2} C_{total} \rho \omega^3 R_p^5 \quad (I.23)$$

Avec dans le cas d'un pignon :

$$C_{total} = 2 \times C_{flanc} + C_{dent} \quad (I.24 a)$$

Et dans le cas d'un disque :

$$C_{total} = 2 \times C_{flanc} + C_{périph} \quad (I.24 b)$$

Enfin, il est intéressant de noter que des auteurs se sont intéressés aux pertes de puissance produites par la ventilation d'un mobile avec une approche numérique, par calcul CFD. L'un des intérêts de telles méthodes est que les écoulements du fluide autour des dentures peuvent être aisément visualisés. Comme le montre Hill [43], il est confirmé (comme le stipulait Dawson [31] et Diab [42]) que dans le cas des dentures droites, l'air est aspiré sur les flancs du pignon et est expulsé en périphérie des dentures, Figure I.5.

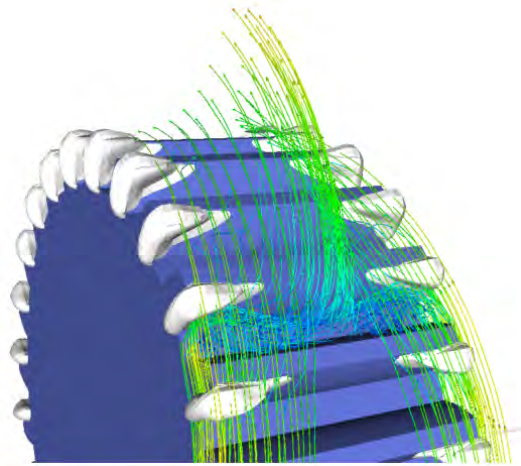


Figure I.5 – Ecoulement de l’air autour d’une denture en rotation – Modélisation par calculs CFD [43]

Les analyses numériques réalisées par Marchesse et al. [44], [45] ont permis de développer une formulation simplifiée pour estimer les pertes par ventilation produites par une denture droite à partir du débit volumique de fluide expulsé :

$$\mathcal{P} = \rho Q_v v_p \left(v_p + \frac{Q_v}{A \tan\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_p\right)} \right) \quad (I.25)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique du fluide [kg/m^3]
- ✓ v_p la vitesse périphérique du mobile [m/s]
- ✓ A la surface d’éjection du débit d’air [m^2]
- ✓ α_p l’angle de pression de la denture [rad]
- ✓ Q_v le débit volumique d’air éjecté par la denture en rotation [m^3/s], défini par [45] :

$$Q_v = \lambda Z b h_{dent} \omega \quad (I.26)$$

Où :

- ✓ λ est une constante égale à 0,0052 [m]
- ✓ Z est le nombre de dent de la denture [-]
- ✓ b est la largeur de la denture [m]
- ✓ h_{dent} est la hauteur des dents [m]
- ✓ ω est la vitesse de rotation du mobile [rad/s]

On notera finalement qu’afin de réduire ce poste de perte de puissance dans les transmissions mécaniques, deux solutions sont possibles. La première consiste à réduire la masse volumique du fluide présent dans le carter. Cela est réalisable en remplaçant l’air par un gaz de densité moindre ou en créant un vide partiel dans le carter. La seconde solution consiste à limiter le volume de fluide présent dans le carter en confinant les mobiles [23], [46]. En effet, en rapprochant les parois des parties tournantes, les débits de fluide aspirés et expulsés par les dentures sont réduits, ce qui affecte directement les pertes de puissance générées. La Figure I.6 présente une

comparaison, réalisée par Diab [23], entre les pertes de puissance expérimentales produites par la rotation d'une roue dentée avec et sans flasques. Ces résultats expérimentaux sont également confrontés aux pertes de puissance théoriques dissipées uniquement par les flancs de la roue dentée. Il est ainsi clairement mis en évidence que le confinement permet de réduire de près de 60% les pertes de puissance mesurées à haute vitesse et que le comportement de la roue confinée se rapproche de celui d'un disque.

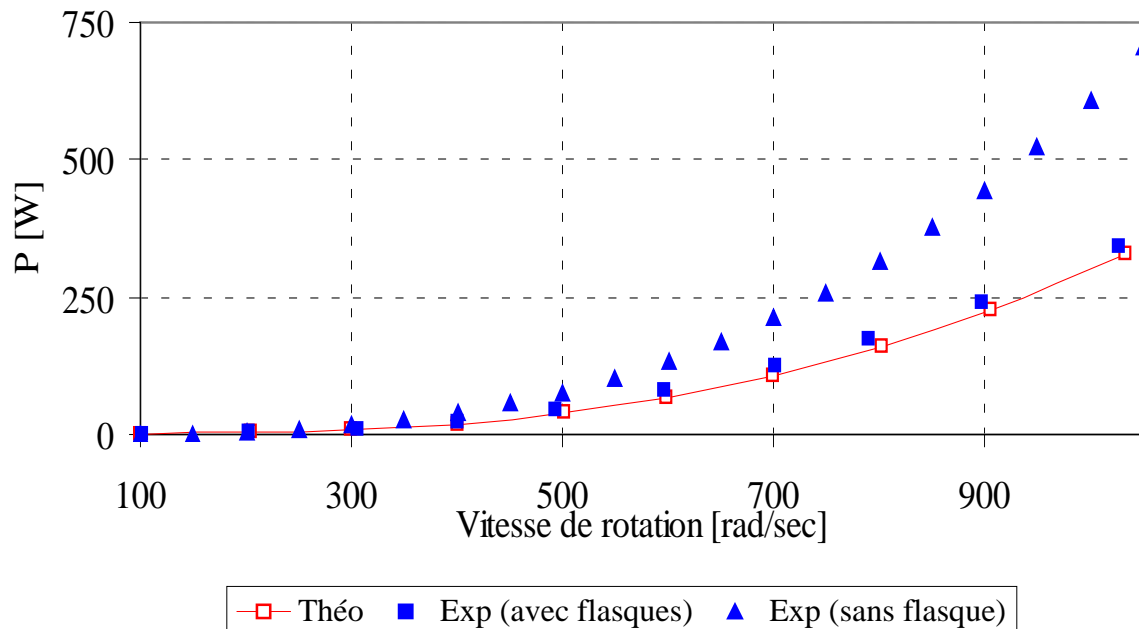


Figure I.6 – Influence de la présence de flasques autour de la denture en rotation et comparaison avec le modèle théorique, supposant que le mobile est un disque

I.3. PERTES DANS LES TRAINS EPICYCLOIDaux

Inversement aux transmissions conventionnelles, les études concernant les pertes de puissance dans les réducteurs à trains épicycloïdaux sont nettement moins nombreuses. De tels réducteurs sont composés d'engrenages extérieurs (contacts solaire/satellites) et d'engrenages intérieurs (contacts satellites/couronne). Les modèles permettant d'estimer les pertes de puissance par frottement dans le cas des dentures extérieurs ont été présentés dans la partie précédente (équations (I.1), (I.2), (I.3) et (I.4)). Il est intéressant de noter ici que des modèles similaires ont été développés pour traiter du cas des dentures intérieures. Toujours en supposant que le coefficient de frottement est constant le long de la ligne d'action, Buckingham [5] propose la formulation suivante pour quantifier le rendement de l'engrènement entre un pignon et une couronne :

$$\eta_{BUCKINGHAM\ INT} = 1 - f(1 - u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1) \quad (I.27)$$

Avec les variables suivantes :

- ✓ f le coefficient de frottement (constant le long de la ligne d'action) [-]
- ✓ u le rapport de réduction [-]

- ✓ Z_1 le nombre de dent du pignon [-]
- ✓ β_b l'angle d'hélice de base des dentures [rad]
- ✓ ε_α le rapport de conduite de l'engrènement pignon/couronne [-]
- ✓ κ_0 un paramètre qui définit la position du point de roulement sans glissement le long de la ligne d'action (on notera que l'expression de ce paramètre n'est cependant pas exactement identique à celle correspondante au cas des dentures extérieures) [-]

La formule proposée par Henriot [8] a pour expression dans le cas des dentures intérieures :

$$\eta_{HENRIOT INT} = 1 - f \left(\frac{1}{R_{p1}} - \frac{1}{R_{p2}} \right) \frac{g_f^2 + g_a^2}{2(g_f + g_a) \cos \alpha} \quad (I.28)$$

Avec :

- ✓ f le coefficient de frottement (constant le long de la ligne d'action) [-]
- ✓ R_{p1} et R_{p2} les rayons primitifs du pignon et de la couronne, respectivement [m]
- ✓ g_f et g_a les longueurs d'approche et de retrait, respectivement [m]
- ✓ α l'angle de pression [rad]

Il apparaît que les différences entre les expressions des rendements des dentures intérieures et extérieures sont mineures et consistent principalement en un changement de signe. Tel que pour les dentures extérieures, il apparaît que le coefficient de frottement est un paramètre de premier ordre dans l'estimation des pertes par frottement. Il est cependant noté qu'il n'existe pas de modèle dans la littérature pour quantifier le coefficient de frottement dans le cas d'engrènements intérieurs. Le contact étant conforme les expressions proposées précédemment (équations (I.5) et (I.6)) ne sont plus valables.

La majorité des études portant sur les pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux font l'hypothèse que la source principale des pertes de puissance est due aux frottements des dentures, les autres postes de pertes étant supposés négligeables. Du fait, que les satellites ont deux mouvements circulaires simultanés (autour de leur axe et autour du solaire), la cinématique de la transmission est complexifiée et le calcul du rendement global est moins évident que dans le cas d'un train conventionnel.

Macmillan [47], [48] propose des formulations purement analytiques afin d'estimer le rendement d'un train planétaire/épicycloïdal. Il recense six cas possibles suivant quels organes (porte-satellite, solaire ou couronne) sont fixes ou tournants. Il donne des expressions fonction des nombres de dent des différents membres (solaire, satellites ou couronne) et du rendement des engrènements extérieurs et intérieurs conventionnels (quantifiables avec les différentes formules détaillées précédemment dans ce chapitre).

En ne prenant en compte que les pertes aux dentures, Radzimovsky [49], [50] estime également de manière analytique le rendement d'un train planétaire. Il propose la méthode dite du « train d'engrènement équivalent ». Cette méthode est basée sur le fait que les couples transmis et les pertes de puissance dans un train épicycloïdal sont indépendants du repère dans lequel « l'observateur » se place. Ainsi, dans le repère où le porte-satellite est fixe, il se retrouve dans le cas d'un train conventionnel et peut donc aisément en calculer le rendement. Il trouve alors des expressions similaires à celles proposées par Macmillan [47], [48].

Plus récemment, Pennestri et al. [51], [52] proposent un récapitulatif des formulations analytiques permettant le calcul du rendement d'un train épicycloïdal/planétaire, en ne tenant

compte que des pertes par frottement aux dentures. Ils vérifient ainsi que quelle que soit la formulation proposée par les auteurs ayant travaillé sur le sujet, les résultats sont toujours identiques. L'intérêt des formulations proposées est que le rendement de toutes les configurations possibles de train de type épicycloïdaux/planétaires peuvent être traitées. De plus, ils développent des formulations permettant de remonter à la répartition de la puissance transmise par les différents membres du train, suivant lesquels sont moteur ou récepteur.

Ces études montrent donc que les pertes de puissance par frottement produites par un train épicycloïdal peuvent être estimées à partir de la puissance en entrée, des nombres de dent des engrenages composant le réducteur et des rendements des contacts extérieurs et intérieurs. Pour les raisons mentionnées précédemment, il semble indispensable dans les présents travaux, d'estimer ces pertes de puissance par frottement en prenant en compte de possibles corrections de profil. Pour cela, la formule développée par Vexé et Ville [14], déjà citée précédemment, peut être utilisée pour ce qui concerne les engrènements extérieurs des trains planétaires. Il apparaît alors comme nécessaire de convertir ce même modèle aux dentures intérieures afin d'estimer les pertes par frottement produites par les engrènements intérieurs corrigés dans les trains épicycloïdaux.

Les études qui tiennent compte des pertes de puissance indépendantes de la charge dans l'estimation du rendement des trains épicycloïdaux ont globalement été réalisées dans un passé plus proche. De nombreuses études ont été menées par le centre de recherche de la NASA sur des transmissions pour application aéronautique et la plupart ont été accompagnées de validations expérimentales sur banc d'essai.

Anderson et al. [53] proposent de développer un modèle analytique pour estimer les pertes de puissance dans un train épicycloïdal, il s'agit en fait d'une adaptation des travaux qu'ils ont effectués auparavant dans le cas des trains conventionnels [54]. Cette étude prend en compte les pertes au niveau des roulements, les pertes par frottement à l'engrènement et les pertes produites par la rotation des engrenages dans un brouillard d'huile. Le premier poste est estimé avec les formules classiques de Harris [25] (équations (I.7), (I.9 a) et (I.9 b)) et les deux autres sont quantifiés avec des formulations développées dans leur laboratoire [53] (tel que le modèle de ventilation de l'équation (I.17)). Les pertes de puissances totales obtenues avec le modèle numérique sont ensuite comparées à des résultats d'essai réalisés sur une transmission mécanique pour application aéronautique (cf. Figure I.7), à l'aide d'un banc back to back pour les essais chargés et d'un second banc pour les essais non chargés. Il ressort que la somme des pertes de puissance indépendantes de la charge calculée est en bon accord avec les mesures. Leur modèle semble donner de bons résultats pour ce type de perte de puissance. On notera cependant qu'ils n'ont pas les moyens de vérifier que la distribution des pertes qu'ils proposent avec leur modèle numérique est représentative de la réalité. De plus, ils remarquent également que dès lors qu'ils se concentrent sur les pertes produites par la transmission chargée, le rendement global est surestimé de 0,3 %, ce qui selon eux est dû à la précision des mesures et du modèle de coefficient de frottement.

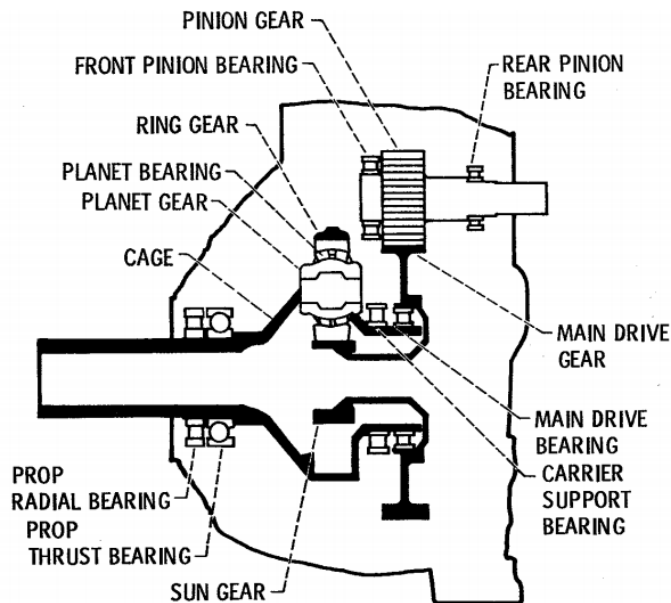


Figure I.7 – Transmission mécanique aéronautique de l'étude d'Anderson et al. [53]

Dans un registre similaire, Handschuh et Rohn [55] ont effectué une étude paramétrique d'un train planétaire, provenant d'une transmission mécanique d'hélicoptère (cf. Figure I.8). Ils ont comparé des résultats obtenus expérimentalement (sur banc back to back) à des résultats issus d'un modèle analytique prenant en compte les pertes par frottement aux dentures (intérieures et extérieures), les pertes aux roulements et les pertes par ventilation des engrenages. Ce modèle est construit avec les mêmes formulations que celles proposées par Anderson [53]. Durant leurs essais expérimentaux, ils font varier la vitesse de rotation en entrée de la transmission, le type de lubrifiant utilisé, les débits d'huile injectés et enfin, la température du lubrifiant en entrée. Ainsi, ils montrent que le rendement de la transmission diminue lorsque le couple augmente, à vitesse de rotation constante. Ils mettent en évidence que plus la température du lubrifiant en entrée est importante, plus le rendement est élevé. Il apparaît également que lorsque le débit d'huile injecté diminue, le rendement de la transmission augmente. Cependant, il est montré que lorsque le débit devient suffisamment faible, le rendement finit par diminuer. Il est aussi mis en lumière que les valeurs de rendement mesurées sont toujours inférieures à celle calculées avec le modèle numérique. Selon les auteurs, cela peut être expliqué par le fait que les phénomènes de piégeage ne sont pas pris en compte dans les modèles numériques. De plus, comme dans l'étude d'Anderson et al. présentée précédemment, on remarquera que la répartition des pertes obtenue est directement issue du modèle analytique et qu'aucune mesure ne permet de la valider concrètement.

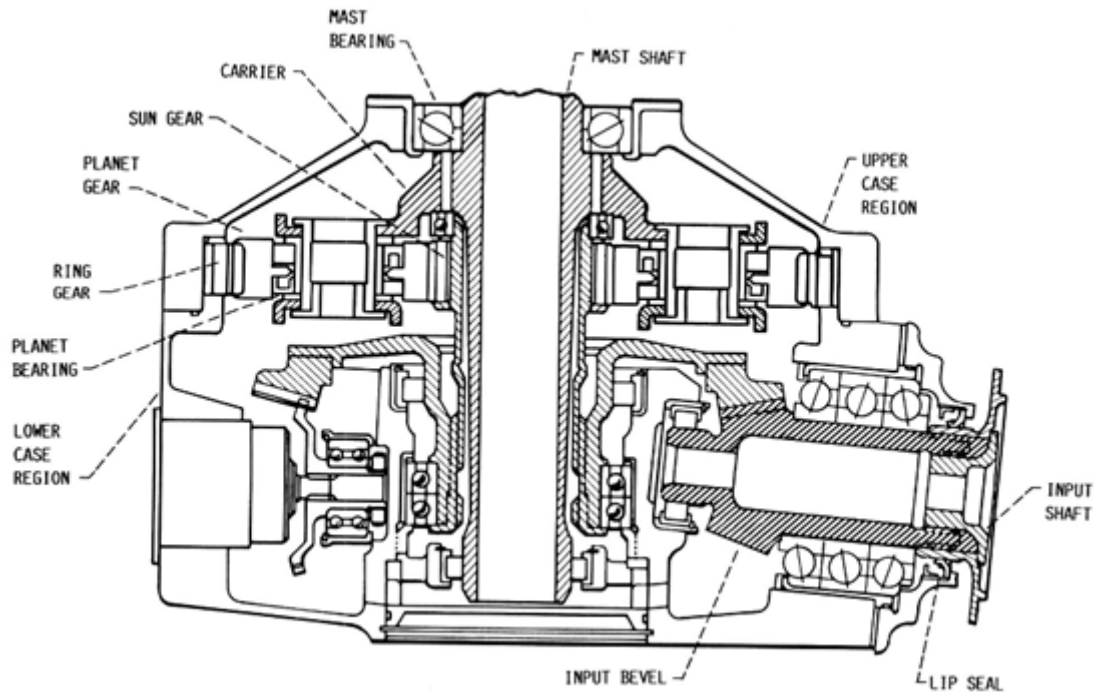


Figure I.8 – Transmission d'hélicoptère étudiée par Handschuch et Rohn [55]

Toujours au centre de recherche de la NASA, Krantz [56] reprend et poursuit les travaux de Handschuch et Rohn [55]. Il étudie de manière expérimentale et analytique le rendement de la même transmission mécanique de type planétaire. Cependant, deux différences sont à noter. Dans son cas trois satellites sont montés alors que dans le cas de Handschuch, ils étaient au nombre de quatre. De plus, il précise que le type des roulements des satellites utilisés dans son étude est différent de celui de l'étude de son prédécesseur. Son objectif est d'étudier les performances de la transmission et d'améliorer les modèles déjà développés pour quantifier les pertes de puissance dans ce type de réducteur. Comme Handschuch et Rohn, son approche théorique prend en compte les pertes par frottement au niveau des dentures, au niveau des roulements et les pertes dues à la ventilation des dentures. Cependant, il propose en complément de tenir compte des pertes de puissance par piégeage au niveau de la denture en utilisant le modèle d'Ariura [33], présenté précédemment, et un second basé sur les travaux de Pechersky et Wittbrodt [57]. Des essais sont réalisés sur la transmission mécanique à l'aide d'un banc back to back. L'influence de la température de l'huile, de la vitesse de rotation, du débit d'huile injectée et de la charge appliquée est étudiée. Les deux mêmes huiles que dans l'étude précédente sont testées. Il montre ainsi que globalement le modèle surestime le rendement de la transmission et que les meilleures corrélations expérimentales/numériques sont obtenues pour les faibles températures de lubrifiant. Il ressort également qu'avec le modèle numérique l'un des deux lubrifiants donne un meilleur rendement que le second, ce qui est vérifié expérimentalement. Il est mis en évidence que le modèle prédit une augmentation du rendement de la transmission lorsque la vitesse en entrée décroît alors que l'expérience montre que le rendement diminue lorsque la vitesse en entrée est réduite. De plus, il apparaît que tenir compte des pertes par piégeage améliore la corrélation entre le modèle et l'expérience. Enfin, en comparant ces résultats avec ceux obtenus par Handschuch et Rohn, il montre que le train étudié par ces derniers, comptant quatre satellites, a un rendement nettement meilleur

que celui qu'il étudie, qui n'en comprend que trois. Il explique cette différence simplement par le fait que les roulements utilisés ne sont pas les mêmes dans les deux cas.

D'autres études sur les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques (de type conventionnelles ou de type planétaires) ont également été réalisées à l'université de l'Ohio. Talbot et al. [58], par exemple, s'intéressent aux pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux de manière expérimentale uniquement. Ils étudient l'influence de la vitesse de rotation, de la charge et de la température de l'huile en entrée sur les pertes produites par un tel réducteur, en utilisant un banc back to back, cf. Figure I.9.

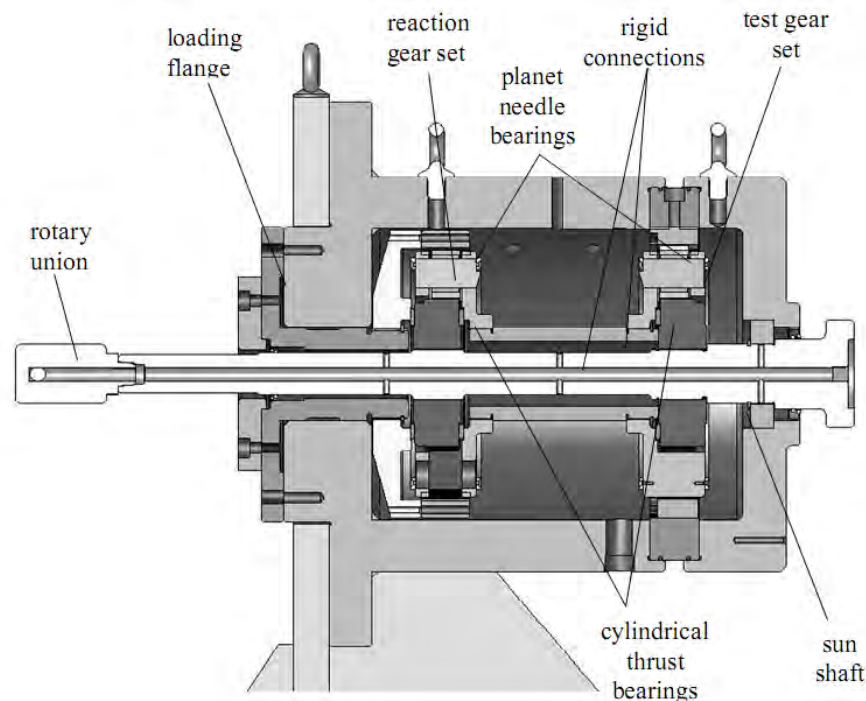


Figure I.9 – Banc back to back de l'étude de Talbot et al. [58]

Ils peuvent ainsi quantifier les pertes de puissance indépendantes de la charge, lors d'essais à vide et les pertes dépendantes de la charge, lors d'essais chargés. Ils testent également des configurations avec 3 ou 6 satellites et des rugosités de dentures différentes. Il est ainsi démontré que des satellites avec une rugosité plus faible mènent à des pertes de puissance plus faibles. De plus, les auteurs montrent que les pertes indépendantes de la charge représentent une part importante des pertes de puissance totales lorsque la vitesse de rotation est importante et que la charge est faible, alors que dès lors que le couple appliqué devient conséquent les pertes dépendantes de la charge sont majoritaires. Il ressort également de cette étude que les pertes dépendantes de la charge évoluent quasiment linéairement avec la vitesse de rotation alors que les pertes indépendantes évoluent de manière plutôt exponentielles. Enfin, il apparaît que les pertes indépendantes de la charge augmentent légèrement lorsque le nombre de satellite augmente alors que les pertes dépendantes de la charge sont quasiment identiques. Il semble donc que de modifier le nombre de satellite n'est pas une solution très efficace pour améliorer le rendement d'un tel réducteur. On remarquera que, inversement, les travaux réalisés par Liao et Hou [59] tendent à montrer que le nombre de satellites n'a aucune influence sur les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par le train épicycloïdal. Les travaux de Talbot et al. [58] permettent donc d'isoler clairement les pertes dépendantes de la charge des pertes indépendantes de la charge. Cependant,

comme pour les études citées précédemment, les auteurs ne se concentrent pas sur la part de chacun des postes de pertes recensés dans le réducteur vis-à-vis de la perte totale.

Finalement, la littérature montre que les pertes de puissance par frottement aux dentures dans les réducteurs épicycloïdaux semblent maîtrisées mais qu'il n'y pas clairement de consensus concernant la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans les trains épicycloïdaux. Certains tels que Gaiser et al. [60], Anderson et al. [53] ou encore Handschuh et Rohn [55] préconisent que les pertes de puissance indépendantes de la charge sont plutôt liées à des effets de ventilation. Inversement, d'autres auteurs tels que Kahraman et al. [61] ou Krantz [56] favorisent plutôt les postes de pertes de puissance liées à la présence de lubrifiant dans la transmission, notamment des phénomènes de piégeage et des effets hydrodynamiques dans les roulements des satellites.

L'étude réalisée par Hilty, sous la supervision de Kahraman, à l'université de l'Ohio [61] est l'unique étude de la littérature qui tente de répondre précisément à ces interrogations. Ce dernier propose d'estimer expérimentalement la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un train épicycloïdal pour application automobile, lubrifié par jet d'huile. Pour cela, le réducteur est monté sur un banc d'essai fonctionnant sans charge. Il est entraîné en rotation par un moteur à courant alternatif ; un couplemètre monté sur l'arbre reliant le moteur au réducteur permet de mesurer les pertes de puissance totales générées par ce dernier. L'entrée du réducteur se fait par le porte-satellite (en gris sur la Figure I.10). La couronne est fixe et le solaire (en bleu sur la Figure I.10) est en roue libre, coincé entre les satellites et maintenu en position par deux butées à aiguilles. Deux circuits d'huile indépendants permettent la lubrification de la transmission (cf. Figure I.11).

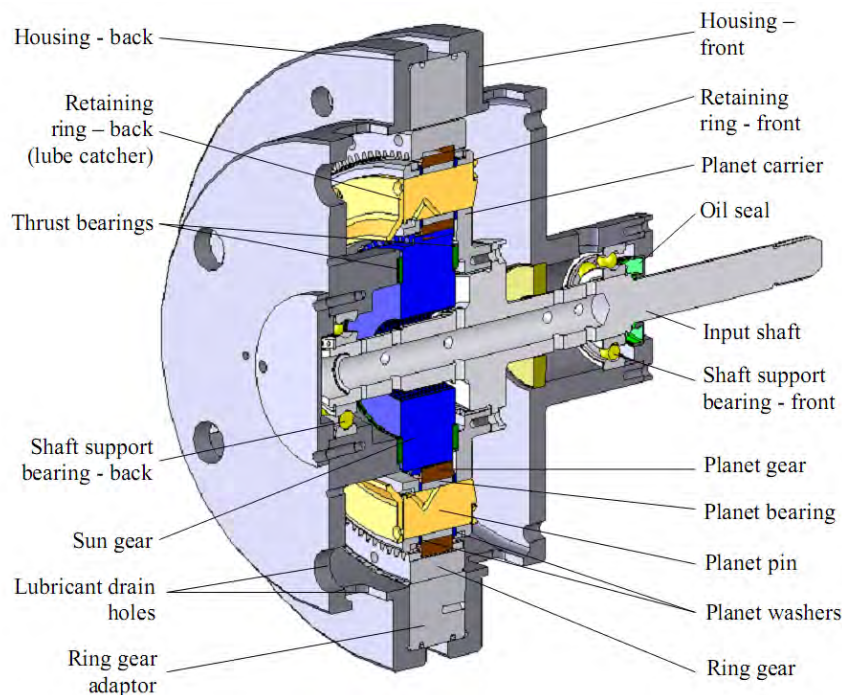


Figure I.10 - Vue du réducteur épicycloïdal de l'étude de l'université de l'Ohio [61]

L'auteur recense les six sources de pertes suivantes lorsque le réducteur est en fonctionnement :

- ✓ Les pertes par ventilation générées par la rotation du solaire et du porte-satellite, respectivement \mathcal{P}_{ds} et \mathcal{P}_{dc} .
- ✓ Les pertes par piégeage d'huile au niveau de l'engrènement solaire/satellite et satellite/couronne, respectivement \mathcal{P}_{ps} et \mathcal{P}_{pr} .
- ✓ Les pertes par viscosité et par frottement des roulements des satellites, respectivement \mathcal{P}_{bv} et \mathcal{P}_{bg} . Les essais étant sans charge, il est supposé que les pertes par frottement des roulements des satellites sont uniquement dues à la force centrifuge qui s'applique sur l'ensemble (roulement/satellite).

La perte totale générée par le réducteur complet s'écrit alors :

$$\mathcal{P}_{totale} = \mathcal{P}_{ds} + \mathcal{P}_{dc} + n_{sat} (\mathcal{P}_{ps} + \mathcal{P}_{pr}) + n_{sat} (\mathcal{P}_{bv} + \mathcal{P}_{bg}) \quad (I.29)$$

Avec n_{sat} le nombre de satellite.

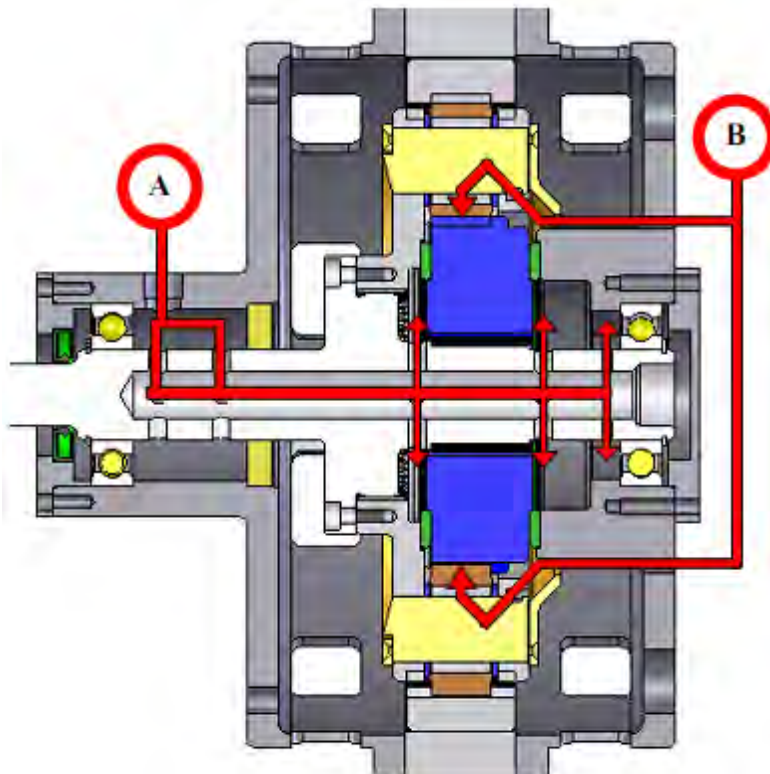


Figure I.11 – Les deux circuits de lubrification du réducteur d'essai de l'étude de Hilty [61]

Afin d'estimer chacune des six pertes présentées précédemment, les auteurs mesurent les pertes totales générées par la transmission dans quatre configurations différentes, en ôtant ou en remplaçant certains éléments du train épicycloïdal. Ces modifications ont pour conséquence de supprimer certaines des six pertes de puissance. Ainsi, en mettant à jour l'équation (I.29) pour chacune des configurations testées et en additionnant ou en retranchant les pertes totales produites dans les quatre cas, chacune des six pertes de puissance peut être isolée et quantifiée. En réalisant

un essai avec, à la place du solaire, un disque plein de diamètre légèrement inférieur, les pertes liées au solaire P_{ds} et P_{ps} ne sont plus générées et donc plus mesurées. Dans la même logique, afin de supprimer les pertes de puissance produites par piégeage P_{ps} et P_{pr} , les auteurs remplacent les satellites initiaux par des satellites dont la largeur est grandement réduite. Pour retirer la perte de puissance due aux frottements dans les roulements des satellites P_{bg} , les satellites initialement en acier sont remplacés par des satellites moins lourds, en plastique. Enfin, les auteurs réalisent un essai en retirant le solaire et la couronne du réducteur tout en injectant du lubrifiant. La vitesse relative entre les satellites et le porte-satellite étant nulle, la seule perte de puissance qui subsiste est la perte due à la ventilation du porte-satellite P_{dc} . On notera que cette mesure est la seule évaluation expérimentale des pertes par ventilation générées par la rotation d'un porte-satellite recensée dans la littérature. Les auteurs testent toutes ces configurations avec 3 ou 6 satellites, en faisant varier la vitesse de rotation entre 500 tr/min et 4000 tr/min et avec une température d'huile en entrée de 40°C ou de 90°C.

Il ressort de cette étude que la majorité des pertes de puissance dans le réducteur d'essai sont produites par les effets hydrodynamiques dans les roulements des satellites. En effet, la Figure I.12 qui représente la répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'essai en fonction de la vitesse de rotation du porte-satellite pour une température d'injection d'huile égale à 40°C, montre que plus de la moitié des pertes de puissance est due aux effets de viscosité dans les roulements des satellites. Il apparaît également que le second poste de perte de puissance est le piégeage au niveau de la couronne.

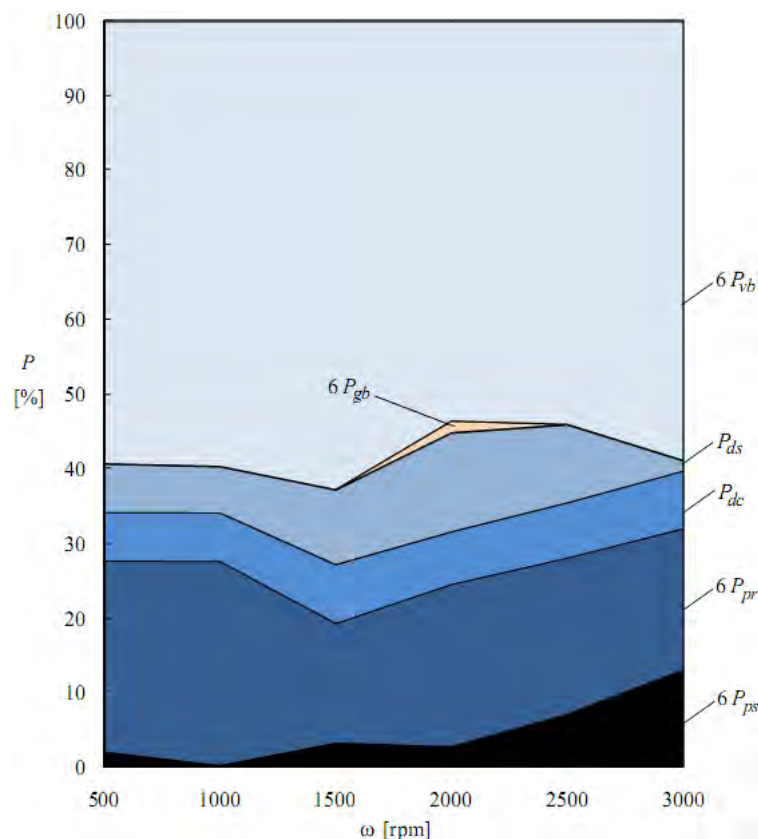


Figure I.12 - Répartition des pertes de puissance dans le train épicycloïdal d'essai de Hilty [61], pour une configuration avec 6 satellites et une température d'huile en entrée de 40°C

Il est également mis en évidence que lorsque la viscosité du lubrifiant est plus faible, cf. Figure I.13, la proportion des pertes de puissance indépendantes de la charge produites par les roulements des satellites devient moindre au profit des pertes par piégeage. De plus, il est constaté que les pertes de puissance par ventilation du porte-satellite représentent une faible proportion vis-à-vis des pertes de puissance totales générées (environ 10%).

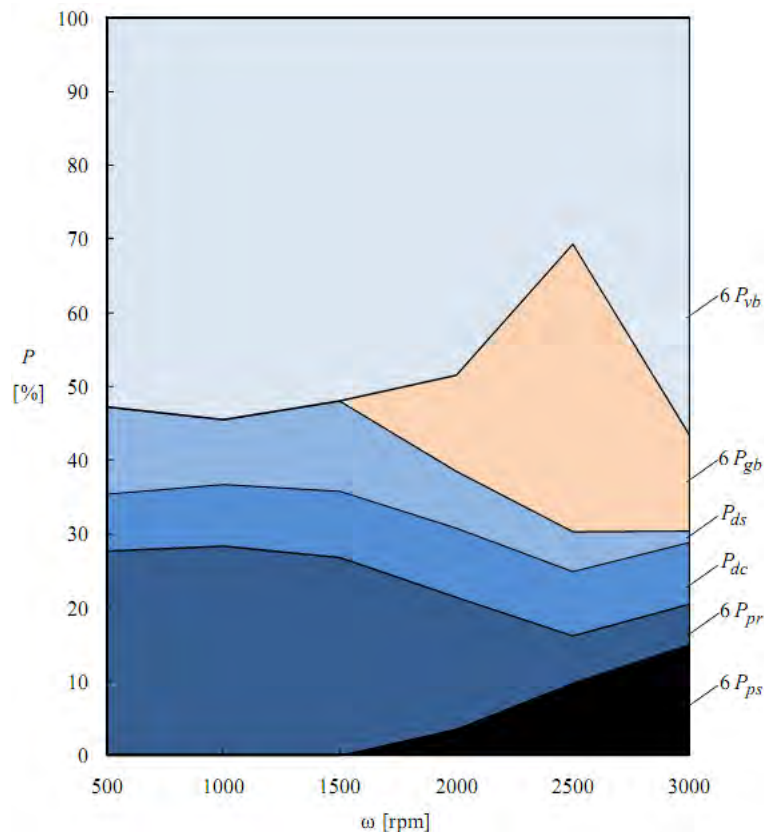


Figure I.13 - Répartition des pertes de puissance dans le train épicycloïdal d'essai de Hilty [61], pour une configuration avec 6 satellites et une température d'huile en entrée de 90°C

Malgré ses résultats intéressants et innovants dans ce domaine, on notera qu'avec sa méthode par retranchement, Hilty obtient, pour certaines conditions de vitesse, des pertes de puissance dues au chargement des roulements des satellites négatives. Cela traduit la limite de la méthode par soustraction proposée. En effet, comme expliqué précédemment, l'auteur retire et remplace les composants du réducteur afin de supprimer certains postes de perte de puissance. Cependant, ce faisant, il modifie à chaque fois le système. Il suppose que chaque type de perte est égal dans toutes les configurations qu'il teste et donc qu'il peut faire des retranchements de pertes entre les différentes configurations. Mais changeant la configuration du réducteur, il modifie les écoulements donc les pertes de puissance produites et la distribution de température en son sein, ce qui remet en cause une hypothèse de superposition. Ces retranchements successifs mènent finalement à des pertes de puissance négatives. Cela se traduit également sur la Figure I.13 où l'évolution des pertes liées au chargement des satellites ne suit pas une tendance croissante. La proportion de ce poste est très faible voire nulle jusqu'à 1500 tr/min, pour atteindre un maximum à 2500 tr/min et décroître au-delà, ce qui n'a aucun sens physique. De la même manière, il apparaît que l'évolution des pertes de puissance par ventilation est étrange. Les auteurs ayant travaillé sur le

sujet sont unanimes, ce type de perte de puissance augmente avec la vitesse de rotation, ce qui n'est pas constaté dans ce cas, Figure I.13.

On notera également que Hilty montre que les pertes de puissance par ventilation du porte-satellite ont tendance à évoluer avec le carré de la vitesse de rotation, ce qui ne correspond pas à la tendance des modèles de ventilation classiques (cf. équations (I.17), (I.18) et (I.23)) qui font ressortir une dépendance au cube de la vitesse. Pour expliquer cette tendance, il faut remarquer que les pertes de puissance dissipées par les roulements soutenant le porte-satellite et les pertes liées aux joints d'étanchéité ne sont pas ôtées aux mesures expérimentales de ventilation du porte-satellite. Ces pertes appelées « pertes par ventilation » pourrait donc être due à ces deux autres contributions plutôt qu'à de la ventilation à proprement parler.

Cet état de l'art montre donc que de nombreuses formulations ont été développées pour estimer le rendement des trains épicycloïdaux en prenant en compte uniquement les pertes de puissance par frottement aux dentures. Il apparaît qu'afin de construire un modèle qui tienne compte des corrections de profil, il sera avant tout nécessaire de convertir le modèle bâti par Vexlex et Ville [14] au cas des dentures intérieures. Les études tenant compte des pertes indépendantes de la charge sont plus récentes et sont axées sur la mesure expérimentale des pertes de puissance totales produites par les réducteurs planétaires. Il est ainsi mis en évidence qu'il n'existe pas de réel consensus quant à la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un réducteur épicycloïdal. L'unique étude qui s'y intéresse vraiment a été réalisée à l'université de l'Ohio [61]. La solution retenue dans ces travaux est une approche par superposition. Il est montré que cette méthode apporte des résultats intéressants et innovants mais que ces derniers sont critiquables. De plus, on retiendra que ces travaux sont les seuls qui proposent une estimation expérimentale des pertes de puissance dissipées par la rotation d'un porte-satellite.

Il est donc montré que l'étude précise de la répartition des pertes de puissance au sein d'un réducteur épicycloïdal est un sujet très peu traité et que de nombreuses autres investigations peuvent être menées pour affiner les connaissances dans le domaine. C'est dans ce contexte que se placent les travaux de recherche présentés dans ce manuscrit. Il semble intéressant dans un premier temps de tester la méthode par superposition sur un banc d'essai afin d'en vérifier clairement sa validité. S'il est confirmé qu'une telle méthode ne permet pas de remonter de manière fiable à la distribution des pertes de puissance dans les trains épicycloïdaux, une autre solution pourra être envisagée. De plus, au vu des résultats obtenus par Hilty et du peu d'études sur le sujet dans la littérature, il semble intéressant de mener des investigations plus poussées sur les pertes par ventilation produites par la rotation du porte-satellite.

Dans le cas où une méthode par superposition est définitivement discréditée, il est envisageable d'utiliser le couplage entre le comportement thermique d'une transmission mécanique par engrenage et les pertes de puissance qu'elle dissipe, afin d'estimer la répartition des pertes de puissance au sein d'un réducteur épicycloïdal. La partie suivante s'intéresse donc à présenter quelques études liant la thermique et les pertes de puissance dissipée par une transmission mécanique afin de mettre en lumière ce qu'un tel couplage peut apporter.

I.4. COUPLAGE THERMOMECHANIQUE DANS LES TRANSMISSIONS PAR ENGRENAGE

Il est intéressant de noter que le comportement thermique d'une transmission mécanique par engrenage est étroitement lié aux pertes de puissance générées en son sein. Typiquement, un réducteur en fonctionnement dissipe de la puissance sous forme de chaleur. L'huile qui le lubrifie récupère des calories et voit sa température augmenter. Mais sa température augmentant, ces propriétés physiques (viscosité, masse volumique, chaleur massique,...) vont également varier. Cela aura alors un impact sur les pertes de puissance générées par la transmission. Cet exemple simple met en évidence le couplage fort entre l'aspect thermique d'une transmission et son rendement. En se basant sur ce couplage, des informations inaccessibles avec de simples mesures de couple peuvent être atteintes.

J. H. O. Saebra et al. utilisent ce couplage entre le comportement thermique d'une transmission et les pertes de puissance qu'elle dissipe afin de remonter aux valeurs du coefficient de frottement entre les dentures d'un banc d'essai de type FZG [4], [62]–[65]. Cette méthode est basée sur l'équilibre entre les pertes énergétiques générées et la chaleur dissipée par le banc d'essai. En effet, lorsque le régime stabilisé est établi (c'est-à-dire lorsque l'huile du bain a atteint une température de stabilisation), la quantité de pertes de puissance dissipée dans le réducteur est égale à la chaleur dissipée par la transmission dans le milieu environnant. A cet instant, les auteurs supposent que le banc est un bloc isotherme à la température de l'huile. Lorsque le régime établi est atteint, l'équation d'équilibre entre la puissance générée et la chaleur dissipée s'écrit sous la forme (Figure I.14) :

$$\mathcal{P}_{fr} + \mathcal{P}_{M1} + \mathcal{P}_{spl} + \mathcal{P}_{M0} + \mathcal{P}_{sl} = Q_{rad} + Q_{ncv} + Q_{cnd} \quad (I.30)$$

Avec :

- ✓ \mathcal{P}_{fr} les pertes par frottement aux dentures [W]
- ✓ \mathcal{P}_{M1} les pertes par frottement au niveau des roulements [W]
- ✓ \mathcal{P}_{spl} les pertes par barbotage [W]
- ✓ \mathcal{P}_{M0} les pertes hydrodynamiques des roulements [W]
- ✓ \mathcal{P}_{sl} les pertes aux joints [W]
- ✓ Q_{rad} la chaleur évacuée par rayonnement [W]
- ✓ Q_{ncv} la chaleur évacuée par convection [W]
- ✓ Q_{cnd} la chaleur évacuée par conduction [W]

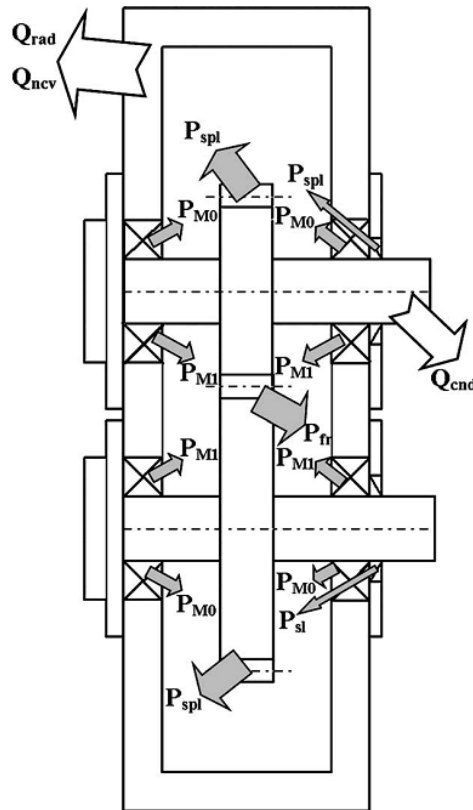


Figure I.14 – Vue schématique du boîtier test du banc FZG, des différentes sources de pertes et des échanges de chaleur [4]

Les trois formes d'échange de chaleur sont calculées grâce aux formulations classiques sur les transferts de chaleur, en considérant la température du banc comme étant la température de stabilisation de l'huile. Les pertes aux roulements, par barbotage et aux joints sont estimées grâce à différentes formulations de la littérature. Il ne subsiste alors plus qu'une seule inconnue dans l'équation (I.30) pour calculer les pertes par frottement : le coefficient de frottement. Ainsi, par méthode inverse, ce dernier peut être quantifié et analysé en fonction des conditions d'essai, du lubrifiant utilisé,...

Changenet a également développé un modèle thermomécanique de boîtes de vitesses pour application automobile [66], [67]. Ce dernier ne suit pas une approche isotherme comme Seabra et al. mais est basé sur une méthode nodale. La transmission est décomposée en plusieurs éléments isothermes (formant les nœuds du réseau) reliés entre eux par des résistances thermiques. Les dissipations de puissance sont injectées dans le réseau et en appliquant le premier principe de la thermomécanique en chaque nœud, le comportement thermique de la boîte de vitesses peut être modélisé. Il montre ainsi qu'en couplant l'aspect perte de puissance et l'aspect thermique, les rendements calculés sont beaucoup plus proches des mesures expérimentales que par une approche isotherme, cf. Figure I.15. Il met donc clairement en évidence que les échauffements locaux ont une influence sur les pertes et qu'une estimation précise des dissipations de puissance ne peut être dissociée d'une prédiction fine de la distribution de température dans la transmission mécanique étudiée.

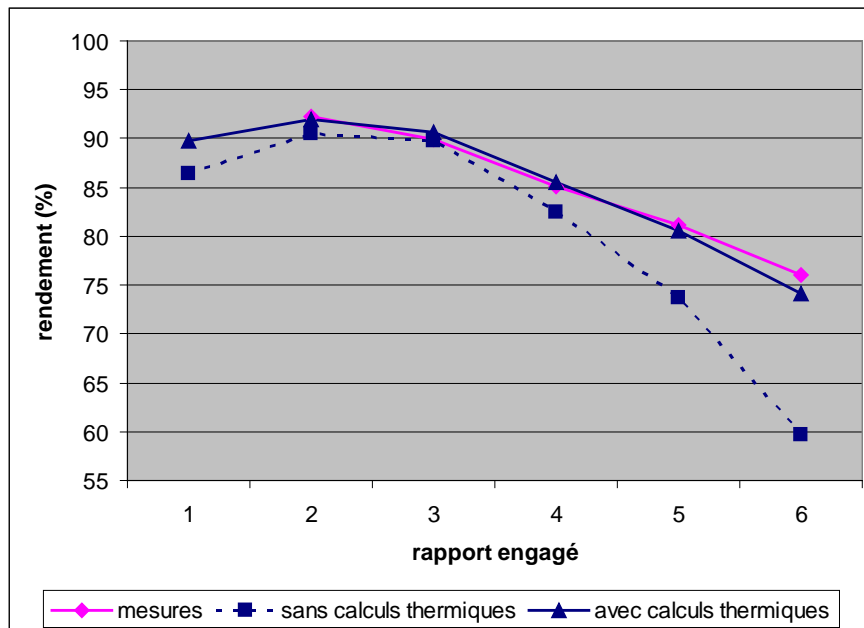


Figure I.15 – Comparaison entre le rendement d’une boîte de vitesses mesuré expérimentalement, estimé à l’aide d’un modèle isotherme et calculé à partir d’un modèle basé sur la méthode nodale [67]

Egalement avec la méthode des réseaux thermiques, Durand de Gevigney et al. [68]–[70] ont développé un modèle thermomécanique d’un banc d’essai FZG. Ce dernier permet d’estimer précisément le comportement thermique de la transmission en fonction des conditions opératoires (vitesse de rotation, charge appliquée, température du bain d’huile) et donc des pertes de puissance dissipées dans la transmission. Le modèle numérique permet de montrer que la température de masse du pignon peut, pour certaines conditions opératoires, atteindre des valeurs supérieures à celle du bain d’huile. Ces résultats sont d’ailleurs mis en évidence de manière expérimentale par Höhn et al. [71]. Cela traduit encore une fois que des échauffements locaux ont lieu dans les transmissions mécaniques, chose qui n’apparaît pas dans les approches isothermes. Dans le cas du banc FZG, l’échauffement important du pignon a notamment une influence sur les valeurs du coefficient de frottement et par conséquent, sur les pertes de puissance produites. Cela traduit encore une fois le lien étroit entre le comportement thermique d’une transmission et la puissance qu’elle dissipe.

De ce postulat naît alors une solution pour analyser la répartition des pertes de puissance dans un mécanisme. En effet, le couplage entre l’aspect puissance et l’aspect thermique étant tellement fort qu’en associant des mesures de température en différents points d’un mécanisme et des mesures de pertes de puissance globales, la distribution des pertes en son sein semble pouvoir être définie. Cette méthode a été appliquée par Pouly et al. [72], [73] sur les roulements à billes à grande vitesse. Dans de tels systèmes plusieurs sources de pertes de puissance sont recensées : les pertes liées au cisaillement de film d’huile, les pertes de puissance au niveau des contacts cage/bagues et cage/billes, la perte de puissance par trainée aérodynamique... Il est montré dans la littérature qu’il n’existe pas réellement de consensus sur le bien-fondé de prendre en compte ou pas la perte de puissance par trainée aérodynamique dans les modèles de perte au sein des roulements. Pouly s’est donc intéressé à répondre à cette interrogation en liant un modèle thermomécanique d’un roulement à billes grande vitesse à des essais réalisés sur banc, avec mesure de perte totale du

roulement et de températures en différents points. Une fois son modèle thermique bâti et validé, il teste différentes hypothèses de répartition des pertes de puissance au sein du roulement (avec ou sans prendre en compte la trainée aérodynamique notamment). En comparant les résultats numériques aux mesures, il montre que seule l'hypothèse prenant en compte la trainée aérodynamique permet d'obtenir des résultats équivalents aux mesures expérimentales, en termes de perte de puissance et de distribution de température. Cela souligne donc l'apport et l'intérêt de coupler un modèle thermomécanique à des mesures expérimentales de couples et de températures.

Dans le cas où une méthode par superposition se révèle infructueuse, il serait envisageable d'appliquer la même approche pour définir la distribution des pertes de puissance dans un train épicycloïdal. Dans un premier temps, il s'agirait de mesurer simultanément, à l'aide d'un banc d'essai, les pertes de puissance totales produites par un train épicycloïdal et les évolutions de température en différents points de ce même réducteur. Dans un second temps, il s'agirait de simuler ces mêmes pertes de puissance et ces mêmes évolutions de température à l'aide d'un modèle numérique. Concernant l'aspect calorifique, un modèle thermique du réducteur d'essai serait établi. Ce dernier permettrait de simuler le comportement thermique de la transmission et de calculer l'évolution de températures au cours du temps en différents points du train. Concernant l'aspect perte de puissance, des formulations classiques issues de la littérature pourraient être exploitées afin de calculer les pertes de puissance recensées dans la transmission. Une fois calculées, ces dernières seraient injectées en différents nœuds du réseau thermique pour former un modèle thermomécanique. Tel que dans les travaux de Pouly et al. [72], [73], la mise en parallèle des pertes et des évolutions de température mesurées et calculées permettrait dans un dernier temps d'estimer la répartition des pertes de puissance au sein du réducteur d'essai. Pour ce faire, chaque mesure expérimentale réalisée sur le banc d'essai serait simulée plusieurs fois, avec le modèle thermomécanique, en testant différentes répartitions de pertes de puissance et en veillant à toujours conserver l'égalité entre les pertes totales mesurées et celles calculées. Chacune des réponses en température calculées avec le modèle thermomécanique serait comparée à celle mesurée durant l'essai. La distribution des pertes de puissance effective dans le réducteur serait obtenue dès lors que le comportement thermique simulé serait similaire à celui mesuré. En appliquant cette méthode à diverses mesures expérimentales (réalisées à plusieurs vitesses de rotation, à différents débit d'injection...), un modèle de calcul des pertes de puissance indépendantes de la charge produites par le réducteur épicycloïdal d'essai pourrait finalement être construit.

I.5. CONCLUSION

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre propose dans un premier temps un rapide état de l'art des études portant sur les pertes de puissance dans les trains d'engrenage conventionnels. Il ressort que de nombreuses études ont été menées et que divers modèles sont disponibles que ce soit sur les pertes dépendantes de la charge ou celles indépendantes de la charge. On retiendra que certains d'entre eux sont potentiellement applicables à un train épicycloïdal.

Dans un second temps, une liste non exhaustive des études se concentrant sur les pertes de puissance dans les trains de type épicycloïdaux est présentée. Il est mis en évidence que de nombreuses études ont été réalisées en supposant que les seules pertes de puissance générées par

la transmission sont les pertes par frottement aux dentures. Il ressort qu'afin de bâtir un modèle des pertes par frottement dans un réducteur épicycloïdal qui tienne compte des corrections de profile, il sera nécessaire de convertir la formule analytique développée par Velez et Ville [14] aux dentures intérieures. Il est également montré que des études, plus récentes, se penchent sur les pertes de puissance dans les trains de type planétaires de manière expérimentale. Les auteurs analysent l'influence de nombreuses conditions opératoires et développent des modèles numériques pour estimer les pertes mesurées, en tenant compte des pertes indépendantes de la charge (ventilation des engrenages et piégeage). Il apparait que leurs modèles numériques donnent des résultats concluants mais qu'ils n'ont aucun moyen de vérifier si les répartitions de perte de puissance obtenues sont véritablement réalistes. Finalement, il apparait dans la littérature qu'il n'existe pas réellement de consensus sur la distribution des pertes dans un réducteur épicycloïdal. Seuls les travaux de Hilty [61] proposent une méthode afin de l'analyser. C'est également une des seules études qui s'intéresse réellement à quantifier les pertes de puissance produites par la ventilation du porte-satellite. Cependant, l'approche par superposition que l'auteur préconise donne des résultats critiquables, ce qui remet en question la méthode proposée. C'est pourquoi il semble intéressant, dans les présents travaux, de vérifier expérimentalement si une approche par retranchement est une méthode adaptée pour estimer la distribution des pertes de puissance dans un train épicycloïdal. De plus, au vu des résultats obtenus par Hilty et du peu d'études sur le sujet dans la littérature, il semble nécessaire d'apporter une attention particulière à la mesure et à la modélisation des pertes de puissance générées par la ventilation d'un porte-satellite.

Enfin, ce chapitre présente les apports et les intérêts du couplage entre le comportement thermique d'une transmission mécanique et la puissance qu'elle dissipe. Il est notamment montré qu'en couplant des mesures de pertes de puissance totales et de températures en différents points d'un mécanisme, il est possible à l'aide d'un modèle thermomécanique d'affiner les modèles quantifiant les pertes de puissance. Il est donc proposé d'adopter une méthode similaire au cas d'un train épicycloïdal s'il s'avère qu'une méthode par retranchement est définitivement discréditée.

CHAPITRE II - PERTES PAR FROTTEMENT AU NIVEAU DES DENTURES DANS UN REDUCTEUR EPICYCLOÏDAL

II.1. INTRODUCTION

II.2. DEVELOPPEMENT DU MODELE POUR LES DENTURES INTERIEURES

II.3. COMPARAISON ENTRE LES DENTURES INTERIEURES ET LES DENTURES EXTERIEURES

II.4. APPLICATION AUX REDUCTEURS EPICYCLOÏDAUX

II.5. CONCLUSION

II.1. INTRODUCTION

Ce chapitre s'intéresse à la construction d'un modèle permettant d'estimer les pertes par frottement aux niveaux des dentures dans un réducteur épicycloïdal. Comme il est précisé dans le chapitre précédent, il semble indispensable de développer un modèle qui tienne compte de potentielles corrections de profil apportées aux dentures. Pour cette raison, il est décidé d'utiliser la formule analytique développée par Vexé et Ville [14]. Cependant, du fait de la présence d'engrènement de type satellites/couronne dans les réducteurs épicycloïdaux, il est nécessaire de la convertir aux dentures intérieures. Ce chapitre présente donc, tout d'abord, la conversion du modèle existant aux engrenages intérieurs. La nouvelle formule développée et celle issue de [14] sont ensuite appliquées à différents couples de denture afin de comparer l'impact des corrections sur les pertes générées par ces deux catégories d'engrenage. Enfin, un modèle basé sur ces expressions est construit afin de quantifier les pertes de puissance par frottement dans un réducteur épicycloïdal. Après comparaison avec des résultats expérimentaux, ce dernier permet de mettre en avant l'influence des corrections sur le rendement du réducteur.

On précisera que dans ce chapitre théorique le coefficient de frottement prendra des valeurs fixes choisies arbitrairement et qu'il sera identique pour les dentures intérieures et extérieures. Une étude plus précise du coefficient de frottement, avec application au réducteur d'Hispano-Suiza, sera présentée dans le Chapitre V.

II.2. DEVELOPPEMENT DU MODELE POUR LES DENTURES INTERIEURES [74], [75]

Les développements présentés dans cette partie sont identiques à ceux suivis par Vexé et Ville [14] mais sont convertis à la géométrie des engrenages intérieurs. Certains calculs et autres simplifications ne sont pas décrits dans ce chapitre mais sont fournis dans l'Annexe I du manuscrit.

Le pignon et la couronne sont assimilés à deux cylindres rigides, liés par des éléments de raideur distribués le long de la ligne d'action [76]. Pour mener les calculs, quatre hypothèses ont été faites :

1. La raideur des dentures par unité de contact est constante, k_0
2. Le coefficient de frottement est indépendant de la position du point de contact sur le flanc de la dent.
3. L'influence de la distorsion de l'engrenage est négligée.
4. Les corrections des dentures sont supposées symétriques et linéaires. Elles sont définies par les paramètres de la Figure II.1.

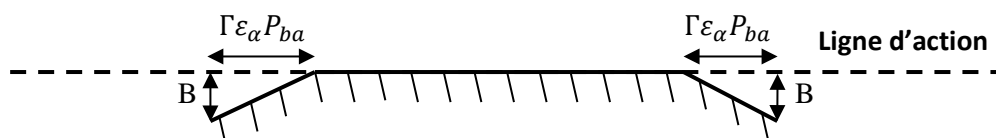


Figure II.1 - Diagramme des corrections de profil, projetées dans le plan de base

Avec :

- ✓ Γ la longueur de correction de profil adimensionnée [-]
- ✓ B la profondeur de correction de profil [m]

Pour les développements, le temps est normalisé par rapport à la période d'engrènement T_m à l'aide de la variable adimensionnée :

$$\tau = \frac{t}{T_m} \quad (\text{II.1})$$

Pour commencer, il est tout d'abord nécessaire de déterminer les expressions des forces normales et tangentielles élémentaires de frottement et la formule de la vitesse de glissement, au niveau du point de contact M, entre le pignon 1 et la couronne 2 (cf. Figure II.2).

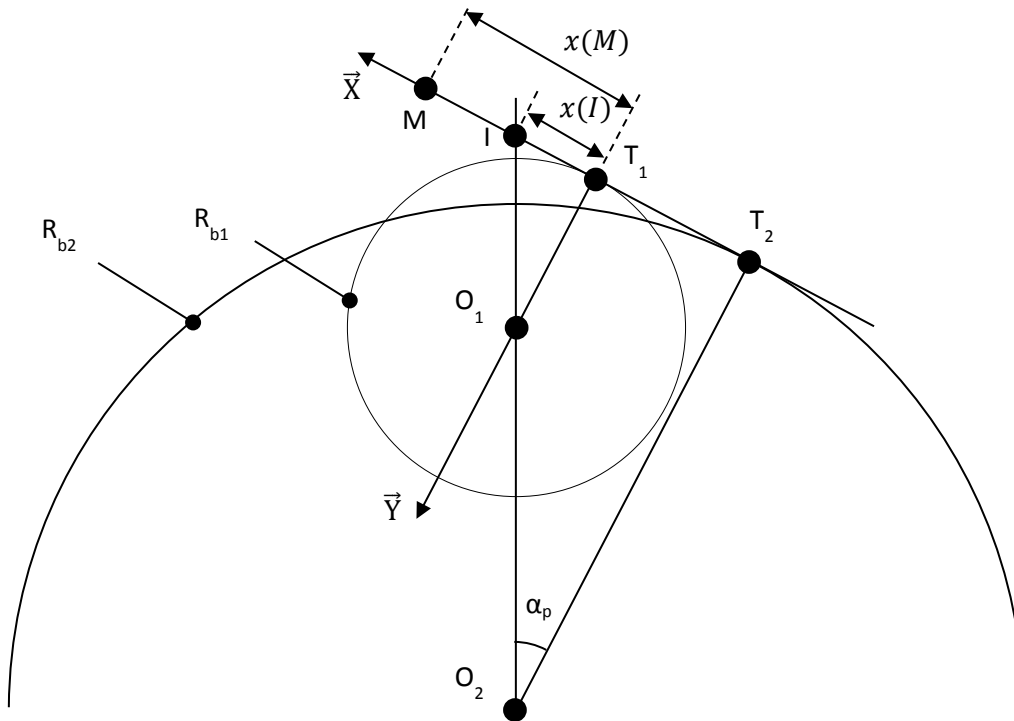


Figure II.2 - Définition des paramètres le long de la ligne d'action

Expression de la force élémentaire tangentielle de frottement :

D'après le modèle de Coulomb, la force tangentielle appliquée par le pignon sur la couronne, en tout point de contact M, est donnée par l'expression suivante :

$$d\vec{T}_{1/2}(M) = -f \left\| d\vec{N}_{1/2} \right\| \frac{\vec{V}_2^1(M)}{\left\| \vec{V}_2^1(M) \right\|} \quad (\text{II.2})$$

Avec :

- ✓ $d\vec{T}_{1/2}(M)$ la force élémentaire tangentielle de frottement au point M [N/m]
- ✓ f le coefficient de frottement [-]

- ✓ $d\vec{N}_{1/2}$ la force élémentaire normale de frottement au point M [N/m]
- ✓ $\vec{V}_2^1(M)$ la vitesse de glissement en M de 2 par rapport à 1 [m/s]

Expression de la force élémentaire normale de frottement :

En négligeant les forces visqueuses, la force normale à l'instant τ , en tout point de contact M, est donnée par :

$$d\vec{N}_{1/2}(M) = k_0[\Delta(\tau) - \delta e(M)]dM \vec{n}_1 \quad (\text{II.3})$$

Avec :

- ✓ k_0 la raideur de contact par unité de longueur de contact [N/m²]
- ✓ $\Delta(\tau)$ l'approche normale par rapport à la position du corps rigide [76] [m]
- ✓ \vec{n}_1 le vecteur unitaire normal au flanc du pignon
- ✓ $\delta e(M)$ la distance instantanée initiale entre les flancs de la couronne et du pignon [m]

Cette dernière variable est définie par :

$$\delta e(M) = e_{MAX} - e(M) \quad (\text{II.4})$$

$e(M)$ correspond aux écarts (erreurs de forme, modifications de profil,...) entre le profil réel et le profil parfait du flanc des dentures, au point de contact M. e_{MAX} représente la valeur maximale de $e(M)$ à l'instant τ . Par convention, le signe de $e(M)$ est positif lorsque de la matière est ajoutée et négatif lorsque de la matière est retirée au profil théorique. On notera donc que la profondeur des corrections C , définie sur la Figure II.1, est négative.

Expression de la vitesse de glissement :

On montre que la vitesse de glissement du pignon par rapport à la couronne est définie par l'expression suivante (la démonstration de l'équation (II.5) est donnée dans la partie A1.1. de l'Annexe I) :

$$\vec{V}_2^1(M) = \delta x(M)(1 - u)\omega_1^0 \vec{Y} \quad (\text{II.5})$$

Avec :

- ✓ u le rapport de réduction, défini comme suit :

$$u = \frac{R_{b1}}{R_{b2}} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{II.6})$$

- ✓ R_{b1}, R_{b2} les rayons de base du pignon et de la couronne, respectivement [m]
- ✓ Z_1, Z_2 les nombres de dent du pignon et de la couronne, respectivement [-]
- ✓ ω_1^0 la vitesse de rotation du pignon [rad/s]
- ✓ $\delta x(M)$ la distance du point M au point de roulement sans glissement I, défini à l'aide de l'expression suivante, dont les paramètres font référence à la Figure II.2 [m] :

$$\delta x(M) = x(I) - x(M) \quad (\text{II.7})$$

Avec les expressions (II.3) et (II.5), l'équation (II.2) devient :

$$d\vec{T}_{1/2}(M) = -fk_0 S_\delta(M) [\Delta(\tau) - \delta e(M)] dM \vec{Y} \quad (\text{II.8})$$

Où :

$$S_\delta(M) = \text{signe}(x(I) - x(M)) \quad (\text{II.9})$$

Maintenant que ces expressions sont établies, les formulations de la puissance fournie en entrée au pignon et de la puissance dissipée par friction peuvent être développées.

Expression de la puissance en entrée au pignon :

Soit C_m le couple d'entrée fourni au pignon. L'équilibre des moments par rapport à l'axe de rotation du pignon permet de déterminer l'expression du couple d'entrée (des détails sont donnés dans la partie A.1.2. de l'Annexe I) :

$$C_m = k_m R_{b1} \cos \beta_b \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \left[\cos \beta_b \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] dM - f \frac{2\pi}{Z_1} \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \quad (\text{II.10})$$

Avec :

- ✓ k_m la raideur de contact moyenne définie à partir de l'expression suivante [N/m] :

$$k_m = k_0 \frac{\varepsilon_\alpha b}{\cos \beta_b} \quad (\text{II.11})$$

- ✓ β_b l'angle d'hélice de base [rad]
- ✓ ε_α le rapport de conduite du couple pignon/couronne [-]
- ✓ b la largeur de denture [m]
- ✓ $L(\tau)$ la longueur de contact [m]
- ✓ $\tilde{x}(M)$ la coordonnée normalisée du point M sur le plan de base, définie avec l'expression suivante :

$$\tilde{x}(M) = \frac{x(M)}{P_{ba}} \quad (\text{II.12})$$

Où P_{ba} est le pas de base apparent défini par [m] :

$$P_{ba} = \frac{2\pi R_{b1}}{Z_1} \quad (\text{II.13})$$

L'expression de la puissance en entrée n'est autre que le couple C_m que multiplie la vitesse de rotation absolue du pignon ω_1^0 :

$$\mathcal{P}_{input} = k_m R_{b1} \omega_1^0 \cos \beta_b \Delta(\tau) \left[I_1(\tau) - f \frac{2\pi}{Z_1} I_3(\tau) \right] \quad (\text{II.14})$$

Avec les intégrales $I_1(\tau)$ et $I_3(\tau)$ définies comme suit :

$$I_1(\tau) = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{M \in L(\tau)} [1 - \delta e^*(M)] dM \quad (\text{II.15})$$

$$I_3(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{M \in L(\tau)} [1 - \delta e^*(M)] S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \quad (\text{II.16})$$

En posant :

$$\delta e^*(M) = \frac{\delta e(M)}{\Delta(\tau)} \quad (\text{II.17})$$

Expression de la puissance dissipée par frottement :

L'expression générale de la puissance dissipée par frottement est donnée par :

$$\mathcal{P}_{friction} = \int_{M \in L(\tau)} d\vec{T}_{1/2}(M) \cdot \vec{V}_1^2(M) \quad (\text{II.18})$$

En utilisant les relations présentées précédemment, cette dernière expression peut se mettre sous la forme :

$$\mathcal{P}_{friction} = -f k_m (1 - u) \cos \beta_b R_{b1} \omega_1^0 \Delta(\tau) \left[\tan \alpha_p I_2(\tau) - \frac{2\pi}{Z_1} I_3(\tau) \right] \quad (\text{II.19})$$

Avec :

- ✓ α_p l'angle de pression apparent [rad]
- ✓ $I_2(\tau)$ l'intégrale définie par :

$$I_2(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{M \in L(\tau)} [1 - \delta e^*(M)] S_\delta(M) dM \quad (\text{II.20})$$

Une fois les expressions de la puissance en entrée et de la puissance dissipée par frottement développées, l'expression du rendement de l'engrènement peut être obtenue.

Expression du rendement de l'engrènement :

Du fait que les puissances (équations (II.14) et (II.19)) varient avec le temps, le rendement (qui est une constante) ne peut être calculé directement avec ces expressions. Il est nécessaire de passer aux énergies. En utilisant le temps adimensionné τ (équation (II.1)), la période d'engrènement est égale à 1. Ainsi, l'énergie fournie en entrée E_{input} et l'énergie dissipée par frottement $E_{friction}$ sont les intégrales entre 0 et 1 des puissances correspondantes. En supposant que le coefficient de frottement est très petit devant l'unité, la longueur de contact et l'approche normale peuvent être chacune décomposée en une partie moyenne et une partie dépendante du temps. Les expressions suivantes sont alors obtenues (les détails de la simplification sont donnés dans la partie A.1.3. de l'Annexe I) :

$$E_{input} \cong R_{b1} \omega_1^0 \cos \beta_b k_m \Delta_m \int_0^1 \left[J_1(\tau) - f \frac{2\pi}{Z_1} J_3(\tau) \right] d\tau \quad (\text{II.21})$$

$$E_{friction} \cong -f k_m (1 - u) \cos \beta_b R_{b1} \omega_1^0 \Delta_m \int_0^1 \left[\tan \alpha_p J_2(\tau) - \frac{2\pi}{Z_1} J_3(\tau) \right] d\tau \quad (\text{II.22})$$

Avec :

- ✓ Δ_m la valeur moyenne de l'approche normale $\Delta(\tau)$ [m]

$$J_1(\tau) = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) dM \quad (II.23)$$

$$J_2(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_\delta(M) dM \quad (II.24)$$

$$J_3(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \quad (II.25)$$

Où $\delta E(M)$ est défini par :

$$\delta E(M) = \frac{\delta e(M)}{\Delta_m} \quad (II.26)$$

On en déduit alors l'expression du rendement durant une période d'engrènement :

$$\eta \cong 1 + \frac{E_{friction}}{E_{input}} = 1 - f(1 - u) \frac{\left[\tan \alpha_p \bar{J}_2 - \frac{2\pi}{Z_1} \bar{J}_3 \right]}{\left[\bar{J}_1 - f \frac{2\pi}{Z_1} \bar{J}_3 \right]} \quad (II.27)$$

Avec :

$$\bar{J}_i = \int_0^1 J_i(\tau) d\tau \quad \text{avec } i=1, 2, 3 \quad (II.28)$$

Cette intégrale représente la valeur moyenne de la fonction $J_i(\tau)$ au cours d'une période d'engrènement.

Expression du paramètre κ_0 :

Le passage du point de roulement sans glissement I provoquant un changement de signe lors de l'intégration sur la longueur de contact, la position du point I le long de la ligne d'action apparaît comme un paramètre essentiel pour les calculs. Elle sera caractérisée par la distance adimensionnelle $\kappa_0 \varepsilon_\alpha$ tel que :

$$T'_1 I = \kappa_0 \varepsilon_\alpha P b_a \quad (II.29)$$

Le point T'_1 correspond au point sur la ligne d'action où commence l'engrènement entre le pignon et la couronne (cf. Figure II.3).

On montre que l'expression du paramètre κ_0 est (la démonstration est fournie dans la partie A1.4. de l'Annexe I) :

$$\kappa_0 = \left(\frac{Z_1}{2\pi} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha} \right) \left(\frac{1}{u} \right) \left[\tan \alpha_p - \sqrt{\left(\frac{R_{a2}}{R_{p2}} \right)^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_p} \right) - 1} \right] \quad (II.30)$$

Avec :

- ✓ R_{a2} le diamètre de tête de la couronne [m]
- ✓ R_{p2} le diamètre primitif de la couronne [m]

Afin d'obtenir l'expression du rendement de l'engrènement entre le pignon et la couronne, il reste à calculer les intégrales de l'équation (II.28). Les détails des calculs sont présentés en Annexe I. Que les dentures soient corrigées ou pas, il est montré que l'expression du rendement de l'engrènement (équation (II.27)) peut se mettre sous la forme suivante :

$$\eta = 1 - f(1 - u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{II.31})$$

Avec Λ le facteur de perte, qui prend en compte les corrections de profil. La profondeur des corrections B (cf. Figure II.1) est normalisée par rapport à l'approche normale moyenne Δ_m . La profondeur de correction de profil adimensionnée P est définie par l'expression suivante :

$$P = \frac{B}{\Delta_m} \quad (\text{II.32})$$

Facteur de perte des dentures non corrigées (cf. partie A1.5. Annexe I) :

Dans ce cas, il est montré que l'expression du facteur de perte est :

$$\Lambda = \frac{(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1)}{\left[1 - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{II.33})$$

Facteur de perte des dentures corrigées :

Pour les dentures corrigées, deux cas se distinguent selon si la longueur de contact est impactée par les corrections.

Si les corrections ne modifient pas la longueur de contact ($P \leq 1$), le facteur de perte a pour expression (cf. partie A1.6. de l'Annexe I) :

$$\Lambda = \frac{\left(1 - 2\kappa_0 + 2\kappa_0^2 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\left[1 - P\Gamma - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \left(1 - 2\kappa_0 + 2\kappa_0^2 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{II.34})$$

Dans le cas où les corrections modifient la longueur de contact ($P > 1$), le facteur de perte s'exprime (cf. partie A1.7. de l'Annexe I) :

$$\Lambda = \frac{\left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - 2\Gamma \left[1 - \Gamma + \frac{1}{P} \left(\Gamma - \frac{\Gamma}{3P} - \frac{1}{2} \right) \right] \right)}{\left[1 - 2\Gamma + \frac{\Gamma}{P} - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - 2\Gamma \left[1 - \Gamma + \frac{1}{P} \left(\Gamma - \frac{\Gamma}{3P} - \frac{1}{2} \right) \right] \right)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{II.35})$$

Comparaison des expressions pour dentures intérieures et extérieures :

Les expressions concernant les dentures intérieures peuvent maintenant être comparées à celles des dentures extérieures. Il apparaît alors qu'elles sont très similaires (comme il est montré dans le Chapitre I) et que seules deux différences les distinguent.

D'une part, les formulations permettant d'estimer le facteur κ_0 pour les deux types d'engrenage sont opposées. Pour les **dentures intérieures**, ce facteur est défini avec l'équation (II.30) alors que dans le cas des **dentures extérieures**, le facteur κ_0 se calcule avec l'équation suivante, extraite de [14] :

$$\kappa_0 = -\left(\frac{Z_1}{2\pi}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha}\right) \left(\frac{1}{u}\right) \left[\tan \alpha_p - \sqrt{\left(\frac{R_{a2}}{R_{p2}}\right)^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_p}\right) - 1} \right] \quad (\text{II.36})$$

Avec :

- ✓ Z_1 le nombre de dent du pignon [-]
- ✓ ε_α le rapport de conduite du couple pignon/roue [-]
- ✓ u le rapport de réduction défini avec l'équation (II.6) (le nombre de dent de la roue remplaçant le nombre de dent de la couronne) [-]
- ✓ R_{a2} le rayon de tête de la roue [m]
- ✓ R_{p2} le rayon primitif de la roue [m]
- ✓ α_p l'angle de pression apparent [°]

D'autre part, l'expression du rendement global de l'engrènement n'est pas tout à fait similaire dans les deux cas. Pour les dentures intérieures le signe qui précède le rapport de réduction dans l'équation (II.31) est négatif alors que pour les dentures extérieures, il est positif. En effet, pour calculer le rendement d'un **engrènement extérieur**, l'équation proposée par Velez et Ville [14] est :

$$\eta = 1 - f(1 + u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{II.37})$$

Les définitions des paramètres de l'équation (II.37) sont identiques à celles de l'équation (II.36) (β_b représentant l'angle d'hélice des engrenages extérieurs et Λ le facteur de perte du couple pignon/roue).

Ces différences dans la formulation du facteur κ_0 et du rendement de l'engrènement sont simplement expliquées par la géométrie des engrenages intérieurs et extérieurs qui diffèrent légèrement, cf. Figure II.3. En effet, le point T_2 de tangence entre le cercle de base de la couronne (ou de la roue) n'est pas positionné de la même manière le long de la ligne d'action, selon si l'engrènement est extérieur ou intérieur. Dans le cas des engrenages extérieurs, les points T_1' , T_2' , I sont situés entre les points T_1 et T_2 , alors que ce n'est pas le cas de l'engrènement intérieur (cf. Figure II.3). Cela a pour conséquence d'inverser les formules géométriques permettant d'estimer la longueur $T_1'I$ et donc l'expression du facteur κ_0 . De manière similaire, ce déplacement du point T_2 provoque une permutation de signe dans l'expression de la vitesse de glissement (équation (II.5)) qui se répercute jusque dans l'expression du rendement.

On notera cependant que les expressions des facteurs de perte (équations (II.33), (II.34) et (II.35)) sont identiques pour les deux catégories de dentures [14]. Cela est expliqué tout d'abord par

le fait que les corrections sont définies de la même manière pour les dentures intérieures et extérieures (cf. Figure II.1) ; mais également parce que les intégrales de l'équation (II.28) sont réalisées le long de la ligne d'engrènement entre l'instant $\tau = 0$ (lorsque le point de contact M se trouve au niveau du point T_1') et l'instant $\tau = \varepsilon_\alpha$ (lorsque le point de contact M se trouve au niveau du point T_2') et que les coordonnées du point T_2 n'interviennent pas dans leurs résolutions (cf. Annexe I). Les positions relatives des points T_1' , M et T_2' par rapport au point T_1 le long de la ligne d'action étant identiques pour les deux types d'engrenage (cf. Figure II.3), les expressions des facteurs de pertes restent identiques dans les deux cas.

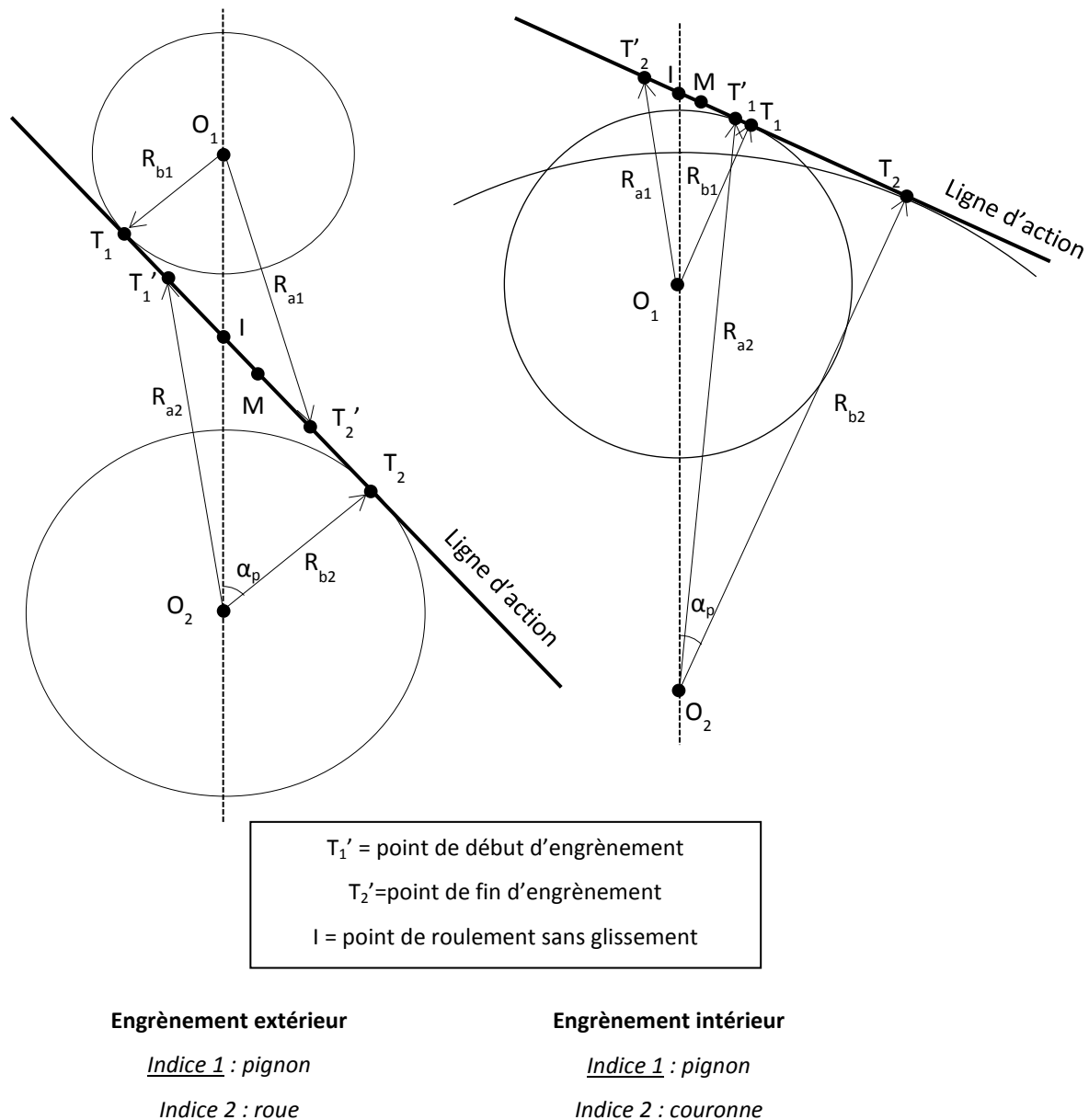


Figure II.3 – Positions des points remarquables le long de la ligne d'action, pour des engrènements extérieur et intérieur.

Ces développements ont donc permis d'établir une nouvelle expression permettant d'estimer les pertes dissipées par frottement entre un pignon et une couronne, tout en tenant

compte de possibles corrections de profil. En appliquant cette nouvelle formule et celles développée par Velez et Ville [14], l'influence des corrections sur les pertes produites par des dentures intérieures et des dentures extérieures, géométriquement identiques, peut être mis en avant.

II.3. COMPARAISON ENTRE LES DENTURES INTERIEURES ET LES DENTURES EXTERIEURES [74], [75]

Afin de comparer l'impact des corrections de profil sur les pertes produites par le frottement entre des dentures intérieures et des dentures extérieures géométriquement identiques, trois catégories d'engrenages ont été sélectionnées (cf. Tableau II.1). Chacun des groupes (Engrenages A, Engrenages B et Engrenages C) est constitué d'un pignon, d'une roue et d'une couronne, ces deux derniers ayant exactement les mêmes caractéristiques géométriques.

Pour vérifier si le comportement des corrections est similaire pour des dentures droites et des dentures hélicoïdales, les engrenages de la catégorie B ont été choisis identiques à ceux de la catégorie A à la seule différence de l'angle d'hélice (cf. Tableau II.1).

De plus, la principale différence entre l'équation développée précédemment et celle proposée par Velez et Ville venant du signe précédant le rapport de réduction, ce dernier a sans aucun doute un impact différent selon le type de denture en jeu. Pour mettre cela en avant, les rapports de réduction des groupes A et C ont été choisis très différents et proches des deux extrêmes possibles. Le rapport de réduction du groupe A tend vers 0 alors que pour le groupe C, il est proche de l'unité (Tableau II.1).

On rappellera également que le même coefficient de frottement est utilisé que la denture soit intérieure ou extérieure.

	Engrenages A		Engrenages B		Engrenages C	
	Pignon A	Roue A & Couronne A	Pignon B	Roue B & Couronne B	Pignon C	Roue C & Couronne C
Nombre de dent [-]	10	160	10	160	80	90
Rapport de réduction u [-]	0,0625				0,8889	
Module [mm]	4,5					
Angle de pression [°]	20					
Angle d'hélice [°]	0		30		0	
Coefficient de creux [-]	1,25					
Coefficient de saillie [-]	1					
Déport [-]	0					
Coefficient de frottement [-]	0,05					
κ_0 dentures extérieures [-]	0,58		0,56		0,5	
κ_0 dentures intérieures [-]	0,60		0,57		0,54	
ε_α dentures extérieures [-]	1,63		1,33		1,83	
ε_α dentures intérieures [-]	1,72		1,38		2	

Tableau II.1 - Caractéristiques des engrenages intérieurs et extérieurs

Les pertes de puissance produites par les différents engrenages du Tableau II.1 sont quantifiées pour une large gamme de correction : de 0 à 2,5 pour la profondeur de correction de

profil adimensionnée, P et de 0 à 25 % pour la longueur de correction de profil adimensionnée, Γ . De plus, afin de s'affranchir du choix d'une puissance en entrée, les pertes de puissance, présentées dans les figures suivantes, sont exprimées en pourcentage. Elles sont calculées à l'aide de la formule suivante :

$$\mathbb{P} = 100 - \eta \quad (\text{II.38})$$

Avec :

- ✓ \mathbb{P} les pertes de puissance dissipées par l'engrènement [%]
- ✓ η le rendement de l'engrènement (équation (II.31) ou (II.37)) [%]

La première comparaison porte sur les engrenages A du Tableau II.1, dont le rapport de réduction est proche de 0. La Figure II.4 présente l'évolution des pertes de puissance en fonction des corrections pour l'engrènement extérieur pignon A/roue A et la Figure II.5, les pertes de puissance pour l'engrènement intérieure pignon A/couronne A.

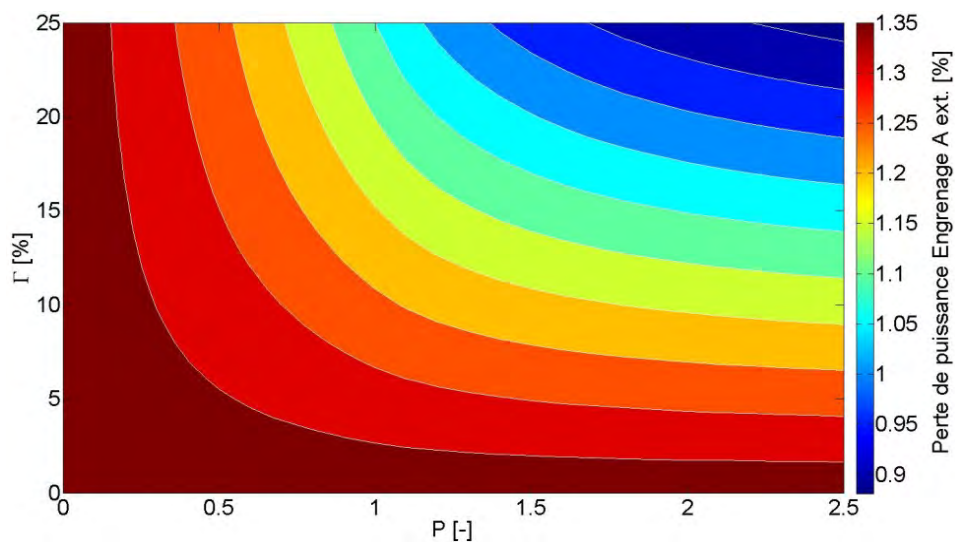


Figure II.4 - Perte de puissance de l'engrènement extérieur pignon A/roue A en fonction des corrections de profil

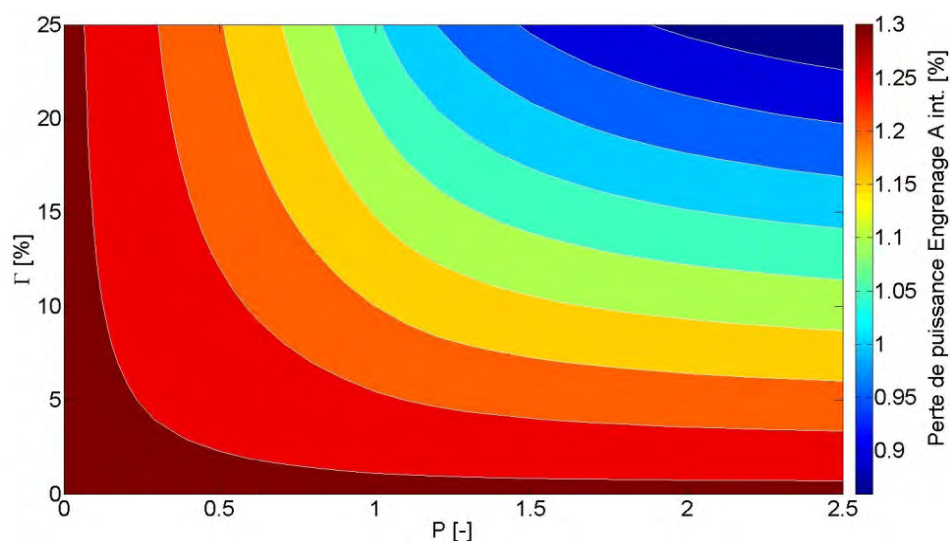


Figure II.5 - Perte de puissance de l'engrènement intérieur pignon A/couronne A en fonction des corrections de profil

Les Figure II.4 et Figure II.5 montrent que, lorsque le rapport de réduction est proche de 0, l'effet des corrections est identique pour les dentures extérieures et les dentures intérieures. En effet, dans les deux cas, les courbes d'iso-pertes de puissance sont similaires.

De plus, il apparaît que pour les deux types d'engrènement les pertes de puissance générées sont équivalentes : 1,3 % environ pour les dentures non corrigées et 0,9 % lorsque des corrections sont appliquées. Cela est cohérent avec les équations des rendements (II.31) et (II.37). Les géométries des engrenages intérieurs et extérieurs étant semblables, tous les paramètres des deux équations sont approximativement identiques. Le rapport de réduction tendant vers 0, les expressions des rendements deviennent presque équivalentes. On notera que l'engrènement extérieur produit légèrement plus de perte de puissance que son homologue intérieur (respectivement 1,35 % et 1,3 % pour les dentures non corrigées) à cause des valeurs du facteur κ_0 et du rapport de conduite qui diffèrent légèrement selon le type de denture, cf. Tableau II.1.

La Figure II.6 et la Figure II.7 présentent respectivement les pertes de puissance en fonction des corrections de profil dans le cas de l'engrènement extérieur pignon B/roue B et intérieur pignon B/couronne B. En comparant ces deux figures aux précédentes (Figure II.4 et Figure II.5), il est montré que l'effet des corrections sur les dentures extérieures et intérieures est identique que les engrenages soient droits ou hélicoïdaux. On notera également que les engrenages B dissipent légèrement moins d'énergie que ceux de la catégorie A. Cela est expliqué par le fait que les rapports de conduite et les facteurs de perte sont fonction de l'angle d'hélice mais aussi parce que ce dernier intervient au dénominateur dans l'expression du rendement (équations (II.31) et (II.37)).

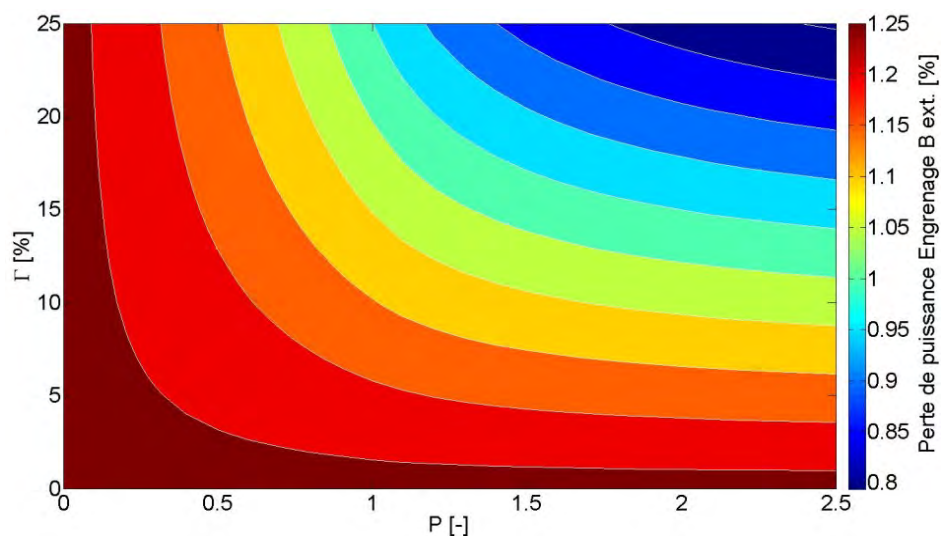


Figure II.6 - Perte de puissance de l'engrènement extérieur pignon B/roue B en fonction des corrections de profil

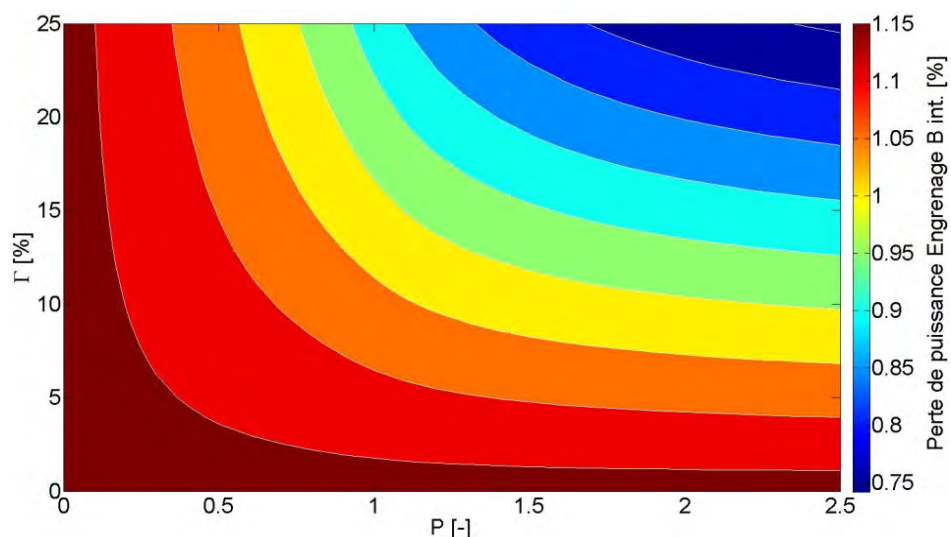


Figure II.7 - Perte de puissance de l'engrènement intérieur pignon B/couronne B en fonction des corrections de profil

Les pertes de puissance générées par les engrenages C du Tableau II.1 en fonction des corrections, sont présentées dans les deux figures suivantes. La première (Figure II.8) concerne l'engrènement extérieur pignon C/roue C et la seconde (Figure II.9) l'engrènement intérieur pignon C/couronne C.

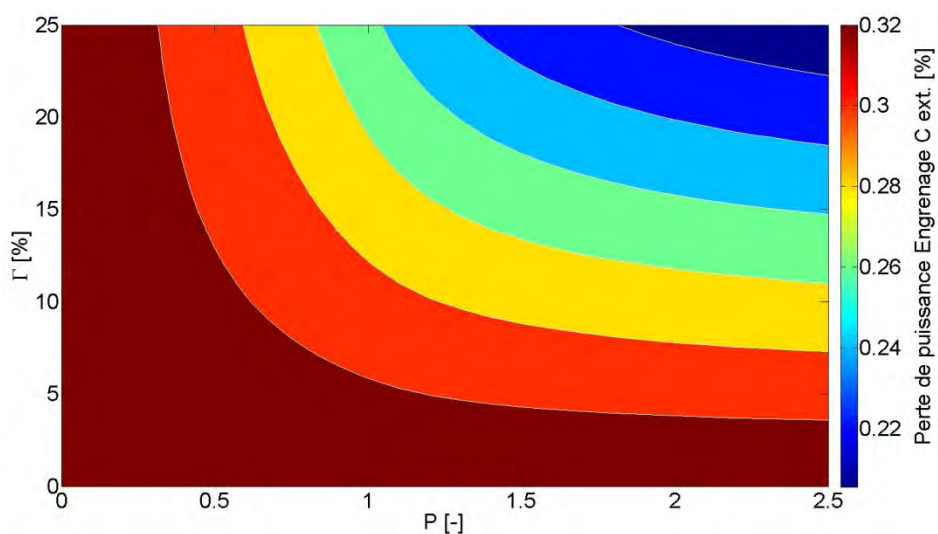


Figure II.8 - Perte de puissance de l'engrènement extérieur pignon C/roue C en fonction des corrections de profil

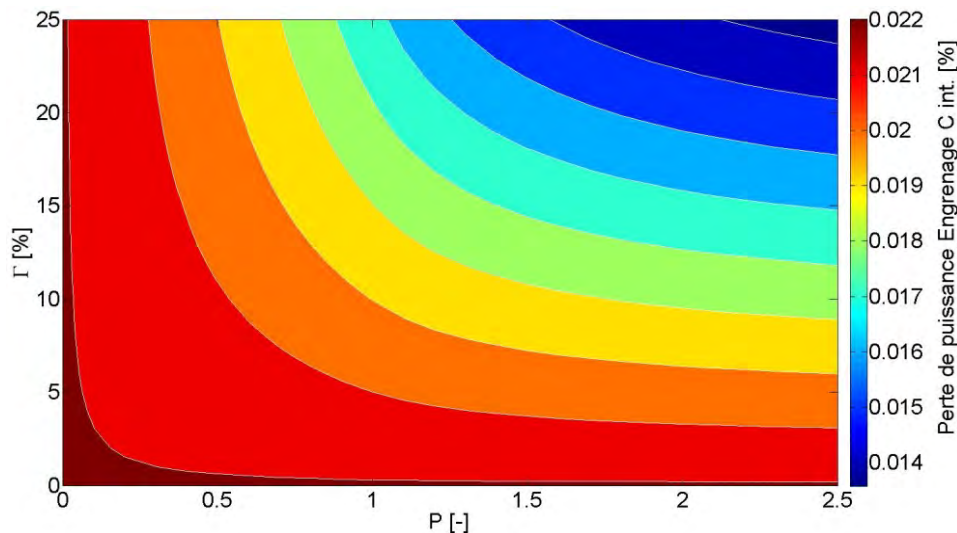


Figure II.9 - Perte de puissance de l'engrènement intérieur pignon C/couronne C en fonction des corrections de profil

Il apparaît encore une fois que l'effet des corrections est similaire pour les deux types d'engrenage. Par contre, dans ce cas où le rapport de réduction est proche de l'unité, il est remarqué que l'engrènement intérieur produit nettement moins de pertes de puissance que l'engrènement extérieur. Comme expliqué précédemment, les géométries étant équivalentes, les paramètres des équations des rendements sont approximativement identiques (sauf le facteur κ_0 et le rapport de conduite). Seulement cette fois, le rapport de réduction étant proche de 1, le rendement pour les dentures intérieures se rapproche de l'unité contrairement à celui des dentures extérieures. Les pertes de puissance générées sont par conséquent très différentes.

On remarquera que les pertes de puissance produites par la catégorie « engrenages A » sont nettement supérieures à celles générées par le groupe « engrenages C ». Cela est la conséquence, entre autre, du nombre de dents du pignon, qui est pris égal à 10 pour les engrenages A et à 80 pour les engrenages C (cf. Tableau II.1). Ce dernier apparaissant au dénominateur dans les équations de rendement, il a un impact direct et conséquent sur les pertes de puissance.

Il est donc montré que les corrections ont une influence similaire sur les pertes de puissance produites par des engrenages intérieurs et extérieurs droit ou hélicoïdaux et qu'à iso-dimension, un engrènement intérieur produit moins de pertes de puissance qu'un engrènement extérieur, cet écart étant d'autant plus conséquent que le rapport de réduction tend vers l'unité.

Afin de mettre en lumière le gain énergétique apporté par des corrections de profil, l'écart relatif entre les pertes produites par une denture intérieure non corrigée et une denture identique corrigée est tracé en fonction de la valeur des modifications (Figure II.10). Le pignon A et la couronne A du Tableau II.1 ont été choisis pour cette application numérique. Il est ainsi constaté que les corrections peuvent réduire jusqu'à 30 % les pertes de puissance produites par l'engrènement intérieur.

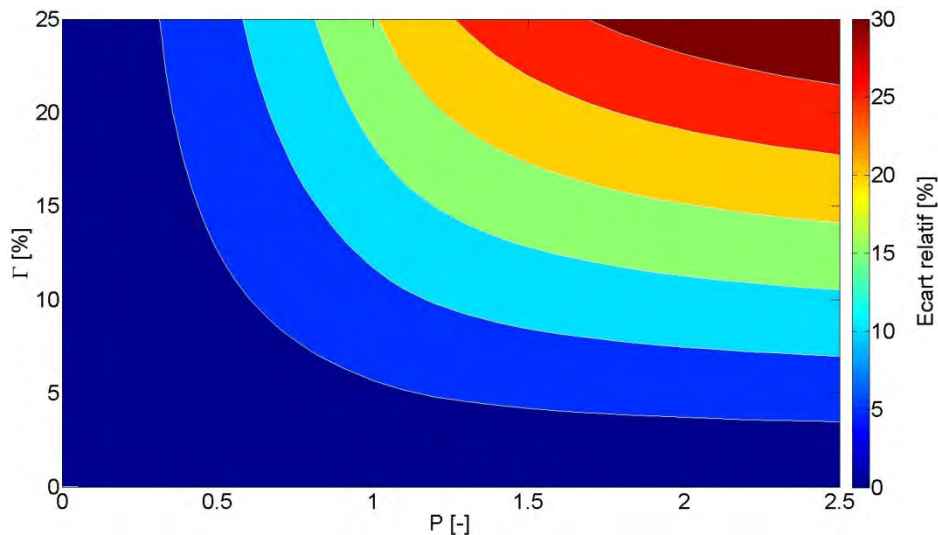


Figure II.10 - Ecart relatif entre les pertes produites par une denture intérieure non corrigée et la même denture corrigée (pignon A/couronne A)

II.4. APPLICATION AUX REDUCTEURS EPICYCLOÏDAUX [74], [75]

Les formulations pour engrènement intérieur et extérieur peuvent maintenant être appliquées afin de construire un modèle permettant de quantifier les pertes de puissance par frottement aux dentures dans un train épicycloïdal. Avant tout, il s'agit d'établir la formulation qui permet de calculer le rendement du train complet, en fonction du rendement des engrènements intérieurs et extérieurs. Après comparaison avec des résultats expérimentaux, le modèle établi permettra d'étudier l'influence des corrections sur les pertes de puissance produites par frottement dans un tel réducteur.

II.4.a. Calcul du rendement d'un train épicycloïdal

Le train concerné par le développement qui suit étant un train épicycloïdal, l'arbre moteur est l'arbre du solaire, le membre récepteur est le porte-satellite et le membre fixe est la couronne. Il est présumé que les seules pertes de puissance produites par la transmission sont les pertes par frottement aux dentures. Il est également supposé que le couple appliqué aux différents membres ainsi que les pertes de puissance sont indépendantes du référentiel de référence.

Le couple appliqué au solaire et les vitesses de rotation relatives au porte-satellite des différents membres sont définis dans la Figure II.11.

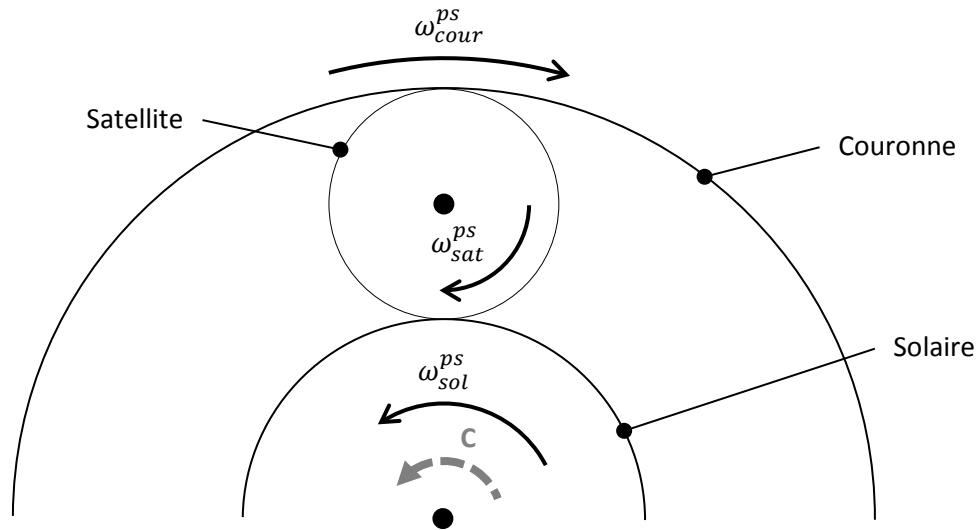


Figure II.11 - Distribution des vitesses de rotation relatives au porte-satellite dans le train épicycloïdal

Dans le référentiel relatif du porte-satellite (dans lequel ce dernier est fixe), le rendement du train épicycloïdal correspond au rendement d'un train classique, soit :

$$\eta_t = \eta_e \eta_i \quad (\text{II.39})$$

Avec :

- ✓ η_t le rendement du train épicycloïdal dans le repère relatif du porte-satellite [-]
- ✓ η_e le rendement de l'engrènement extérieur (solaire/satellites) (équation (II.37)) [-]
- ✓ η_i le rendement de l'engrènement intérieur (satellites/couronne) (équation (II.31)) [-]

Dans ce référentiel, la perte de puissance totale produite par le train épicycloïdal peut alors s'écrire :

$$\mathcal{P} = (1 - \eta_t) C \omega_{sol}^{ps} \quad (\text{II.40})$$

Avec :

- ✓ \mathcal{P} la perte de puissance produite par le réducteur [W]
- ✓ C le couple appliqué en entrée, sur le solaire (Figure II.11) [Nm]
- ✓ ω_{sol}^{ps} la vitesse de rotation relative du solaire par rapport au porte-satellite [rad/s]

D'après la formule de WILLIS [8] :

$$\omega_{sol}^{ps} = \omega_{sol}^0 \frac{Z_{cour}}{Z_{sol} + Z_{cour}} \quad (\text{II.41})$$

Où :

- ✓ ω_{sol}^0 est la vitesse de rotation absolue du solaire [rad/s]
- ✓ Z_{cour} est le nombre de dent de la couronne [-]
- ✓ Z_{sol} est le nombre de dent du solaire [-]

L'équation (II.40) devient alors :

$$\mathcal{P} = (1 - \eta_t) C \omega_{sol}^0 \frac{Z_{cour}}{Z_{sol} + Z_{cour}} \quad (\text{II.42})$$

Dans le référentiel absolu, les pertes de puissance étant supposées indépendantes du référentiel de référence, le rendement du train épicycloïdal a pour expression :

$$\eta_T = 1 - \frac{\mathcal{P}}{C \omega_{sol}^0} \quad (\text{II.43})$$

Avec :

- ✓ η_T le rendement du train épicycloïdal dans le repère absolu [-]

En combinant les (II.42) et (II.43), le rendement du train peut finalement s'écrire :

$$\eta_T = 1 - (1 - \eta_e \eta_i) \frac{Z_{cour}}{Z_{sol} + Z_{cour}} \quad (\text{II.44})$$

On notera que l'expression (II.44) est équivalente aux formulations proposées par Radzimovsky [49] et Pennestri et al. [51] (cités dans le Chapitre I) pour estimer le rendement de trains épicycloïdaux en supposant que les seules pertes produites sont dues au frottement des dentures.

II.4.b. Comparaison avec des résultats expérimentaux

L'objectif de cette partie est de comparer les résultats obtenus avec les expressions présentées précédemment à des résultats expérimentaux. Les mesures utilisées dans cette comparaison sont issues des travaux de Talbot et al. [58]. Dans cet article, à l'aide d'un banc back-to-back, les auteurs mesurent les pertes de puissance produites par un réducteur épicycloïdal avec et sans charge, pour différentes vitesses de rotation et plusieurs chargements (cf. Chapitre I). En soustrayant les pertes à vide aux pertes mesurées lors des essais en charge, ils isolent les pertes de puissance dépendantes de la charge uniquement. En faisant l'hypothèse que ces dernières proviennent uniquement du frottement aux dentures, les résultats obtenus avec le modèle numérique sont comparés aux mesures, pour différentes conditions opératoires.

Les caractéristiques géométriques du réducteur testé dans cette étude [58] sont indiquées dans le Tableau II.2. L'information n'étant pas précisée dans l'article, les dentures sont supposées non corrigées.

		Solaire	Satellite	Couronne
Nombre de dent	[-]	73	26	125
Module normal	[mm]	1,813		
Angle de pression normal	[°]	2		
Angle d'hélice	[°]	13,124		

Tableau II.2 - Caractéristiques géométriques du réducteur épicycloïdal de l'étude Talbot et al. [58]

La Figure II.12 présente les mesures réalisées lors d'un essai durant lequel un couple de 500 Nm est appliqué en entrée (au solaire), pour une vitesse de rotation variant de 1000 tr/min à 4000 tr/min. Les pertes de puissance numériques sont calculées pour deux valeurs de coefficient de frottement différentes : 0,04 et 0,07. Comme précisé précédemment, le même coefficient de frottement est utilisé pour estimer le rendement des contacts intérieurs et des contacts extérieurs. De plus, ce dernier est supposé indépendant de la vitesse de rotation en entrée.

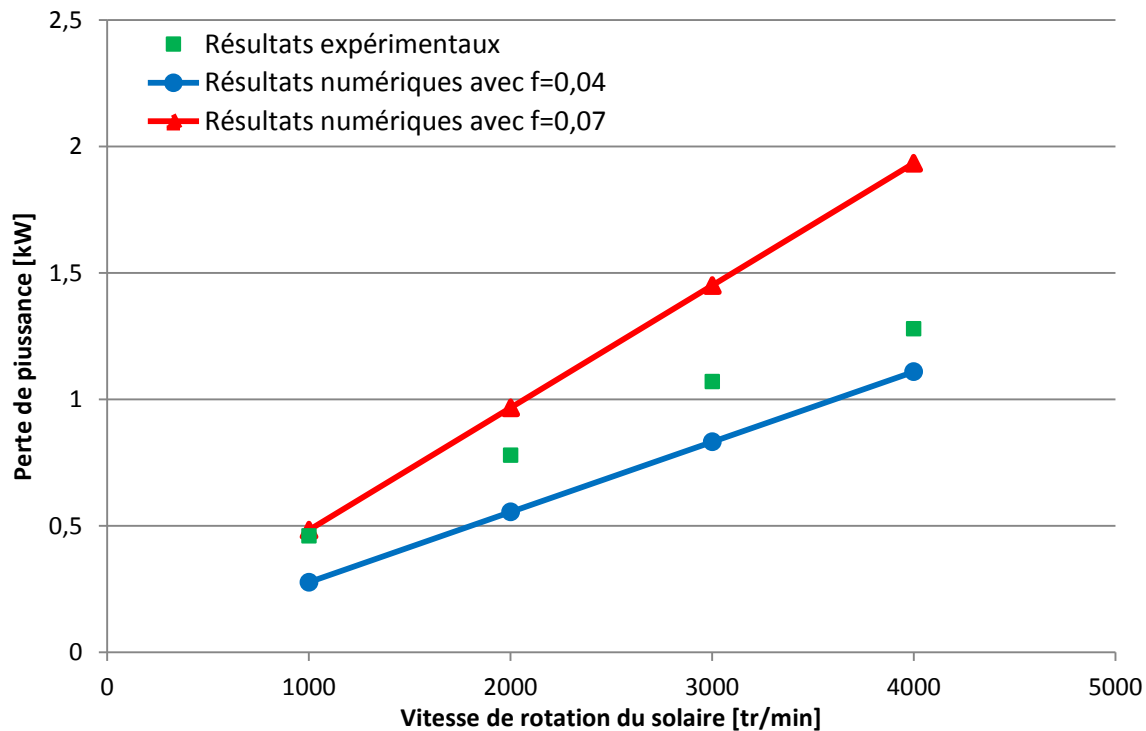


Figure II.12 - Comparaison entre les pertes de puissance dépendantes de la charge mesurées et les pertes de puissance calculées avec le modèle numérique, pour un couple appliqué au solaire de 500 Nm et des coefficients de frottement fixé à 0,05 et 0,07

La Figure II.12 montre que les tendances des courbes expérimentales et numériques sont différentes. Les résultats numériques évoluent linéairement avec la vitesse de rotation (ce qui est évident aux vues des équations développées précédemment dans ce chapitre) alors que ce n'est pas exactement le cas des résultats expérimentaux.

Comme expliqué précédemment, les résultats expérimentaux utilisés dans cette comparaison correspondent aux pertes de puissance dépendantes de la charge produites par le réducteur. Il s'agit donc d'énergie dissipée par le frottement au niveau des dentures mais également de pertes de puissance dues aux chargements des roulements du réducteur. D'après le travaux de Harris [25], la perte de puissance dépendante de la charge produite par un roulement évolue linéairement avec la vitesse de rotation. Donc, si ce type de perte de puissance était ajouté aux pertes calculées avec le modèle, les résultats numériques évolueraient toujours de manière linéaire avec la vitesse de rotation. Cela ne peut donc pas expliquer la différence de tendance des courbes expérimentale et numérique.

Il est possible que l'explication vienne d'un défaut du modèle numérique. En effet, dans les résultats présentés, le coefficient de frottement est pris identique pour chacune des vitesses de

rotation alors qu'il évolue avec la vitesse de rotation, comme le montre les travaux de Diab [23]. En ajustant le coefficient de frottement à chaque vitesse, les pertes de puissance calculées n'évolueraient plus de manière linéaires et pourraient se rapprocher des résultats expérimentaux.

Cette différence de tendance peut également être justifiée par un phénomène thermique non pris en compte lors des mesures. En effet, comme expliqué précédemment, les résultats expérimentaux proviennent de la différence entre les pertes produites par le réducteur en charge et celles générées lors d'essais à vide. Or, il est évident que le comportement thermique du réducteur (c'est-à-dire l'évolution de la distribution de température en différents points du réducteur au cours du temps) n'est pas le même selon si l'essai est en charge ou à vide. Lors des mesures de pertes de puissance, le réducteur est certainement à une température plus importante lors des essais en charge que lors des essais à vide. Les pertes indépendantes de la charge retranchées (issues des essais à vide) sont donc certainement supérieures aux pertes à vide réellement produites par le réducteur, lors des essais en charge. Cela impliquerait que les pertes dépendantes de la charge, présentées dans la Figure II.12, seraient elles sous-estimées. Ainsi, en prenant en compte ce phénomène thermique, c'est-à-dire en retranchant les pertes à des valeurs de température identiques, les pertes dépendantes de la charge mesurées pourraient être légèrement supérieures et leur évolution avec la vitesse de rotation pourrait se rapprocher de la tendance linéaire des résultats numériques.

Malgré cette différence de tendance, la Figure II.12 montre qu'un coefficient de frottement compris dans l'intervalle $[0,04 ; 0,07]$ permet d'encadrer les pertes de puissance dépendantes de la charge mesurées. On notera que ces deux valeurs entrent dans la gamme des coefficients de frottement classiques dans le domaine des engrenages.

La Figure II.13 présente la comparaison entre les mesures réalisées par Talbot et al. [58], pour des couples en entrée variant de 250 Nm à 1000 Nm et des vitesses allant de 1000 tr/min à 4000 tr/min, et les résultats calculés avec le modèle numérique, en prenant un coefficient de frottement moyen égal à 0,055. Malgré quelques écarts de tendance (pour les raisons données précédemment), il est montré que les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales.

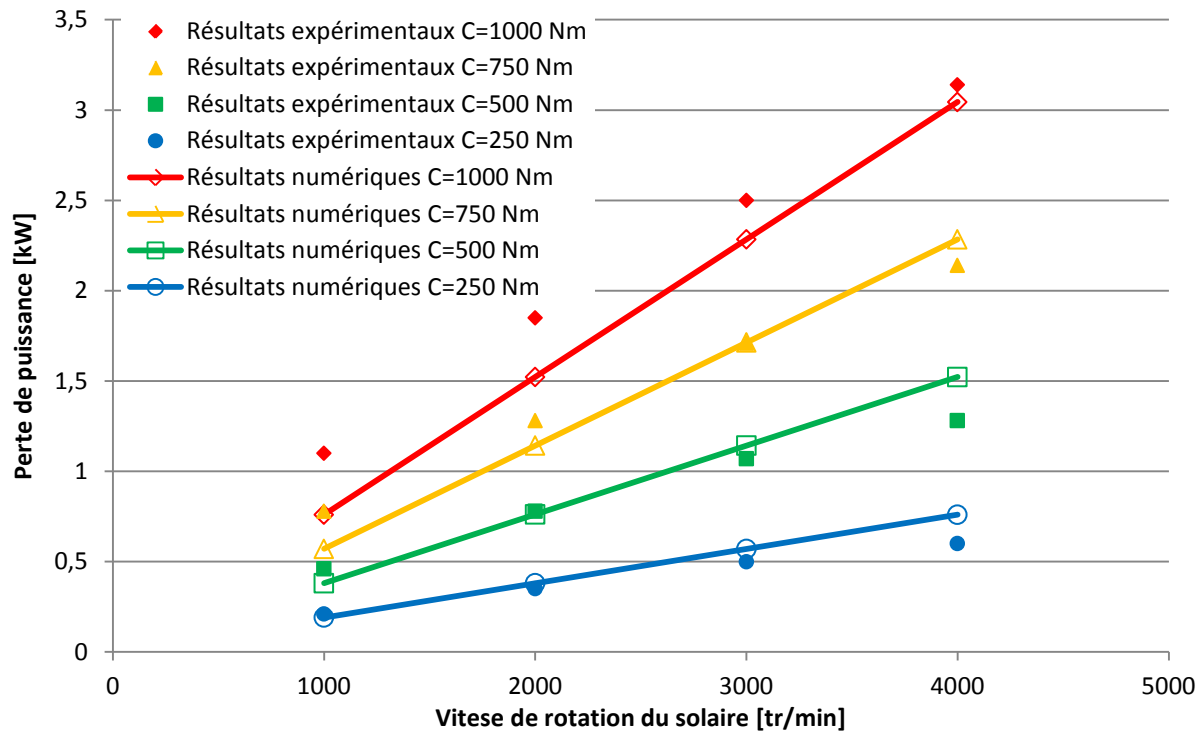


Figure II.13 - Comparaison entre les pertes de puissance dépendantes de la charge mesurées et les pertes de puissance calculées avec le modèle numérique, pour un couple appliqué au solaire de variant de 250 Nm à 1000 Nm et un coefficient de frottement fixé à 0,055

II.4.c. Influence des corrections sur le rendement d'un train épicycloïdal

Dans cette partie, l'impact des corrections sur le rendement et les pertes de puissance produites par frottement aux dentures dans le réducteur est analysé. Le réducteur sélectionné pour cette étude est le train épicycloïdal de l'étude de Talbot et al. [58] (cf. Tableau II.2). La Figure II.14 présente l'influence des corrections sur le rendement global du réducteur. Une large gamme de modifications est appliquée aux dentures de la transmission : la profondeur de correction de profil adimensionnée P varie 0 à 2,5 pendant que la longueur de correction de profil adimensionnée Γ passe de 0 à 25 %. Il est supposé que les corrections sont réalisées en tête et en pied des satellites. Cela implique donc que les modifications de profil appliquées aux engrènements intérieurs et extérieurs sont identiques. La Figure II.14 montre que les corrections permettent d'améliorer le rendement de 99,3 % à 99,55 % environ.

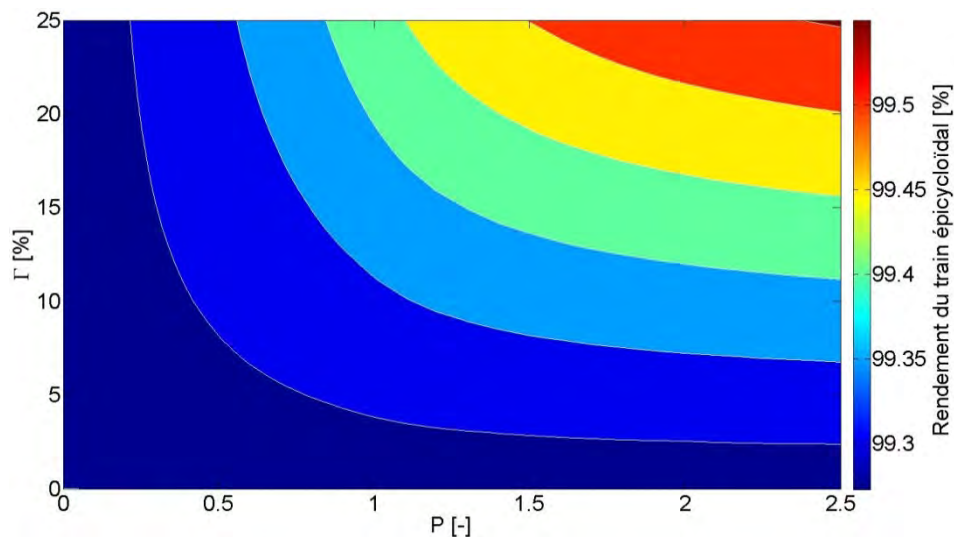


Figure II.14 – Influence des corrections de profil sur le rendement du train épicycloïdal de l'étude de Talbot et al. [58]

Afin d'avoir des résultats plus représentatifs du gain énergétique, les pertes de puissance par frottement aux dentures produites par le réducteur sont tracées en fonction des corrections, Figure II.15. Pour cette application numérique, un couple de 500 Nm est appliqué en entrée et la vitesse de rotation du solaire est fixée à 4000 tr/min.

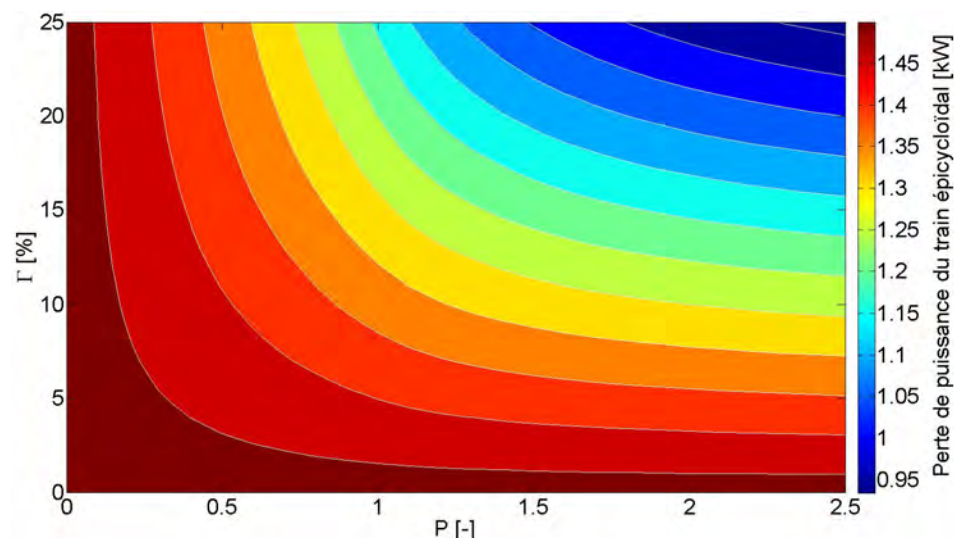


Figure II.15 - Influence des corrections de profil sur les pertes de puissance produites par le train épicycloïdal de l'étude de Talbot et al. [58], avec un couple en entrée de 500 Nm et un vitesse de rotation du solaire fixée à 4000 tr/min

La Figure II.15 montre que les corrections peuvent réduire les pertes de puissance de 1,50 kW à 0,95 kW, soit une réduction de 37 % environ. De plus, d'après les résultats expérimentaux extraits de [58], les pertes de puissance indépendantes de la charge produites pour ces conditions opératoires sont estimées à 0,62 kW. En supposant que les pertes de puissance par frottement aux dentures sont les seules pertes dépendantes de la charge du réducteur, lorsque les engrenages ne sont pas corrigés, la perte puissance totale s'élève donc à 2,12 kW alors qu'elle atteint 1,57 kW

lorsque des corrections sont appliquées. Ce qui représente une réduction 26 % des pertes de puissance totales dissipées par la transmission.

Cela montre donc que le rendement et les pertes de puissance produites par frottement aux dentures d'un réducteur épicycloïdal sont sensibles aux corrections de profil et que ces dernières peuvent apporter un important gain énergétique.

II.5. CONCLUSION

Les travaux présentés dans ce chapitre portent sur la modélisation des pertes de puissance par frottement au niveau des dentures dans un réducteur épicycloïdal. L'une des pistes permettant d'optimiser ce poste de perte dans les transmissions par engrenage étant les corrections de profil, le modèle a donc été construit de manière à prendre en compte ce type de modification.

Un modèle a déjà été développé par Vexel et Ville pour quantifier les pertes de puissance par frottement aux dentures en tenant compte des corrections de profil. Étant adapté à la géométrie des dentures extérieures, la première phase des travaux a été de le convertir aux dentures intérieures. Il ressort de ces développements que les deux modèles sont très similaires et que les deux seules différences sont des inversions de signe liées aux géométries qui diffèrent légèrement d'une catégorie de denture à l'autre.

Dans un second temps, l'influence des corrections sur les pertes de puissance produites par des engrenements extérieurs et intérieurs, de géométries identiques, a été analysée. Il apparaît que l'impact des corrections est similaire pour les deux types de dentures. De plus, il est mis en évidence qu'à iso-dimension des engrenages intérieurs produisent moins de pertes de puissance que des engrenages extérieurs et que cela est d'autant plus marqué que le rapport de réduction est proche de l'unité.

En combinant les deux formulations, le modèle pour estimer les pertes de puissance par frottement aux dentures dans un train épicycloïdal a finalement été développé. Par comparaison avec des mesures expérimentales issues de la littérature, il a été montré que les résultats numériques obtenus avec le modèle sont concluants. Enfin, l'influence des corrections sur le rendement et les pertes produites au niveau des dentures d'un réducteur épicycloïdal a été étudiée. Il a été mis en évidence que les corrections de profil permettent d'obtenir des gains énergétiques conséquents dans de telles transmissions mécaniques.

Le modèle développé dans ce chapitre sera complété ultérieurement d'un modèle afin de calculer un coefficient de frottement fonction du chargement, de la vitesse, de la température du lubrifiant, des états de surface et des matériaux composant les surfaces (cf. Chapitre V). Avant cela, il va être complété d'un nouveau module pour quantifier les pertes indépendantes de la charge produites par le réducteur épicycloïdal. Le chapitre suivant propose de décrire les moyens expérimentaux mis en place durant la thèse pour construire ce modèle complémentaire.

CHAPITRE III - LE BANC D'ESSAI ET SON RESEAU THERMIQUE

III.1. INTRODUCTION

III.2. LE BANC D'ESSAI

III.3. VALIDITE D'UNE METHODE PAR SUPERPOSITION

III.4. LE RESEAU THERMIQUE DU REDUCTEUR D'ESSAI

III.5. CONCLUSION

III.1. INTRODUCTION

Ce chapitre présente les moyens expérimentaux mis en place pour étudier la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un train épicycloïdal. En premier lieu, les choix de conception ainsi que les caractéristiques du banc d'essai qui a été construit sont expliqués. Puis des essais expérimentaux seront décrits afin de vérifier la validité d'une méthode par superposition. Ces mesures permettent de légitimer le choix d'une approche thermomécanique, comme décrite dans le Chapitre I, pour la présente étude. Enfin, le modèle thermique du réducteur d'essai, nécessaire pour appliquer la méthode liant l'aspect perte de puissance et comportement thermique, sera décrit puis validé grâce à des mesures de température.

III.2. LE BANC D'ESSAI

Le banc d'essai développé dans ces travaux est une évolution d'un dispositif expérimental déjà existant ayant permis de mener différents travaux dans le domaine des transmissions mécaniques par engrenage, tel que l'étude des pertes par barbotage [29], l'analyse de l'influence de l'aération sur les pertes par barbotage [77] ou encore l'estimation des débits projetés par la rotation d'un pignon partiellement immergé dans un bain d'huile [78]. Du fait que dans la présente thèse les puissances en jeu sont plus importantes que pour ces différentes études, le dimensionnement du banc d'essai a été revu. Il n'a finalement été conservé du banc existant que le bâti, le moteur électrique et son variateur de vitesse.

Le principe de fonctionnement du banc d'essai est décrit sur la Figure III.1. Un moteur électrique entraîne en rotation le réducteur d'essai via un arbre de transmission et un système poulie/courroie. Un couplemètre, monté flottant entre les deux boîtiers qui guident en rotation l'arbre de transmission, permet de mesurer le couple de perte produit par les éléments situés en aval (le boîtier à roulements 2 et le réducteur, cf. Figure III.1) ainsi que la vitesse de rotation en entrée du réducteur d'essai. Un limiteur de couple (logé dans la poulie réceptrice) permet de désolidariser la partie arbre de la partie moteur en cas de sur-couple trop important.

Afin de répondre aux cahiers des charges d'Hispano-Suiza, le réducteur d'essai est lubrifié par injection d'huile au niveau des contacts solaire/satellites et satellites/couronne. Il semble intéressant de pouvoir injecter des débits de lubrifiant différents au niveau de ces deux zones de contact afin de pouvoir analyser l'influence de la répartition des débits sur les pertes de puissance produites par le réducteur. C'est pourquoi deux circuits hydrauliques indépendants ont été prévus, chacun étant composé d'une pompe à engrenage et d'un débitmètre volumétrique à roues ovales (précis à $\pm 0,5\%$ de la valeur mesurée), cf. Figure III.1. Ces deux circuits aspirent l'huile stockée dans un réservoir de 30 litres sur lequel sont montées des bandes chauffantes dont la puissance atteint 1800 W. Ces dernières permettent d'accélérer la montée en température du lubrifiant et d'atteindre des températures de 100°C environ, cela afin de balayer une large gamme de viscosité. Un dernier circuit relie le point bas du réducteur au réservoir pour évacuer l'huile par gravité.

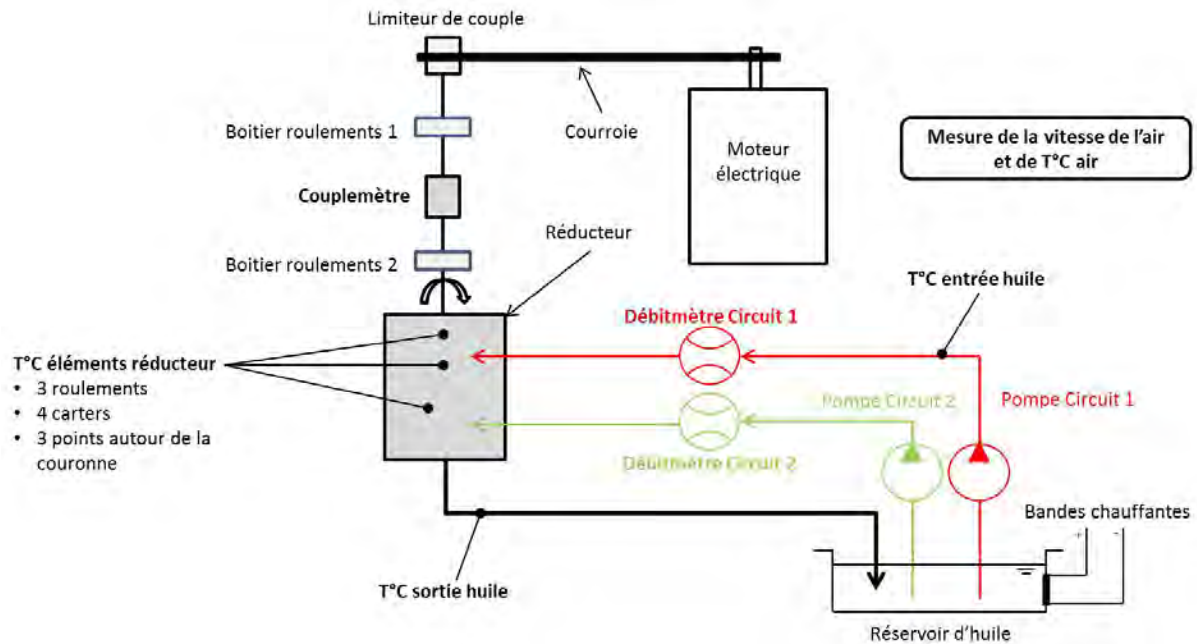


Figure III.1 – Schéma de principe du banc d'essai

La puissance maximale du moteur électrique est de 1,5 kW, il peut fournir un couple de 5 Nm à une vitesse de rotation de 2865 tr/min. Ignorant lors de la conception le couple maximal résistant qui serait produit par la transmission, trois jeux de poulies/courroie ont été prévus (Tableau III.1). La vitesse maximale à laquelle peut théoriquement être entraîné le réducteur d'essai est donc de 5730 tr/min sur le porte-satellite (avec le jeu n°1) et le couple maximal qui peut être fourni par l'arbre de transmission est de 10 Nm (avec le jeu n°3).

Jeu de poulie/courroie	Rapport de réduction	Vitesse maximale sur l'arbre de transmission [tr/min]	Couple maximal sur l'arbre de transmission [Nm]
1	2 : 1	5730	2,5
2	1 : 1	2865	5
3	1 : 2	1432	10

Tableau III.1 – Les trois jeux de poulies et les couples/vitesses associés

En conséquence, le couplemètre a été choisi pour pouvoir supporter un couple (éventuel) de 10 Nm. Son principe de mesure est d'évaluer la torsion de l'arbre le traversant à l'aide de 2 ponts de jauge de contraintes et ainsi de remonter au couple résistant. Le modèle qui a été sélectionné a la possibilité de fonctionner sur deux plages : 0 - 2 Nm ou 0 - 20 Nm. Sa précision est de 0,1% du couple nominal.

Le bâti existant étant de taille trop réduite pour accueillir le réducteur, une plaque support rigidifiée avec des équerres a été conçue pour jouer le rôle de rallonge (Figure III.2). Un méplat a été réalisé sur une partie du carter du train (Figure III.3) afin de permettre sa mise en position et sa fixation sur la plaque support. L'arbre de transmission est relié au réducteur par un accouplement à soufflet qui permet d'absorber d'éventuels désalignements angulaires. (Figure III.2).

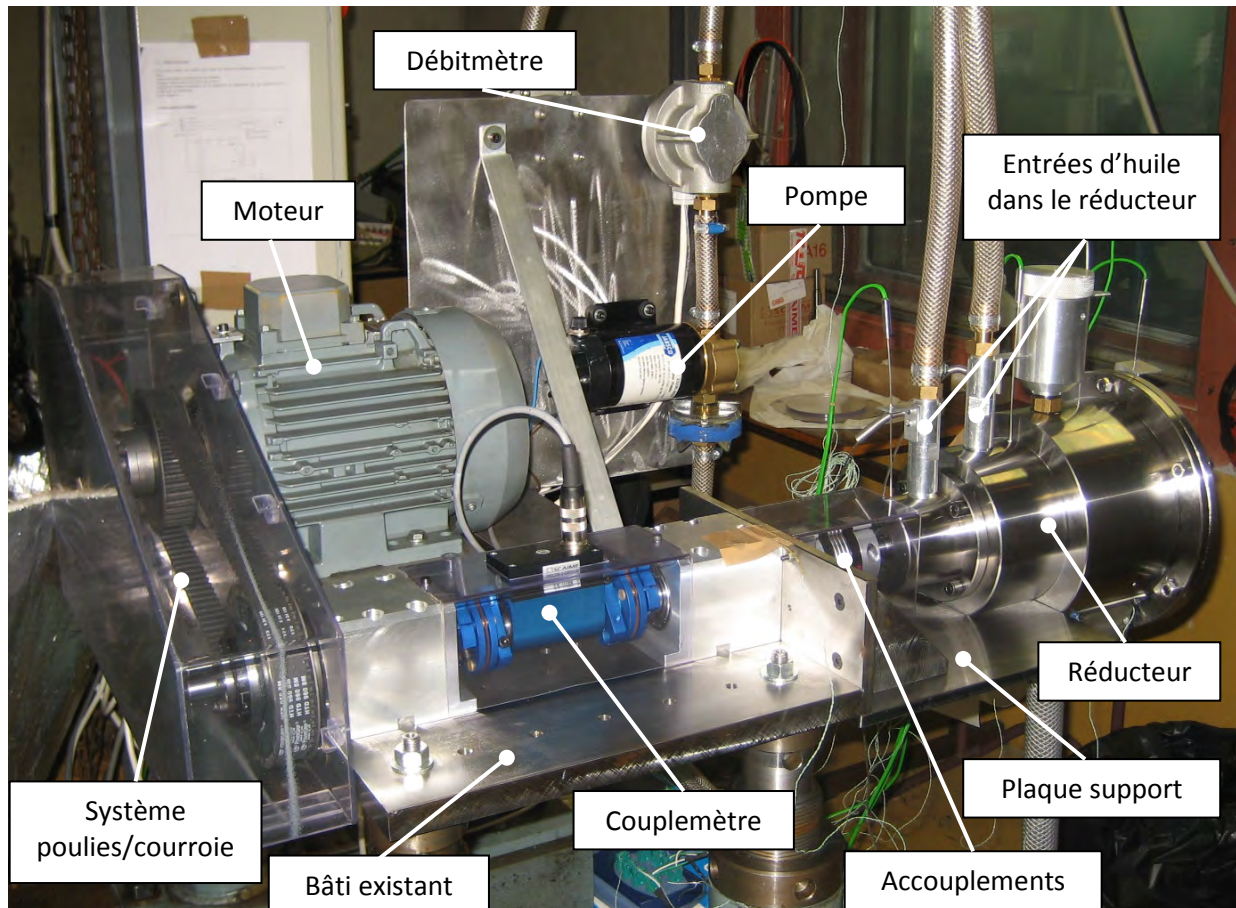


Figure III.2 – Photo du banc d'essai

Le train épicycloïdal d'essai est à l'origine un réducteur du commerce. De nombreuses modifications ont été apportées aux plans d'origine afin qu'il réponde au cahier des charges. Finalement, seules les dentures (le solaire, les trois satellites et la couronne) ainsi que les douilles à aiguilles des satellites ont été conservés. Les caractéristiques des dentures du réducteur d'essai sont données dans le Tableau III.2 et les différents éléments le composant sont représentés dans la Figure III.3. Les principales dimensions géométriques du réducteur d'essai sont données dans l'Annexe II du manuscrit.

		Solaire	Satellite	Couronne
Nombre de dent	[-]	54	27	108
Module	[-]	1,4		
Diamètre primitif	[mm]	75,6	37,8	151,2
Largeur	[mm]	37	30	32
Angle de pression	[°]	20		
Angle d'hélice	[°]	0		
Nombre de satellite	[-]	3		
Rapport de réduction	[-]	3		

Tableau III.2 – Caractéristiques du train épicycloïdal d'essai

Afin d'atteindre des vitesses périphériques plus importantes, le réducteur est monté en multiplicateur sur le banc d'essai. L'entrée de la puissance se fait donc sur le porte-satellite (cf. Figure III.3). La vitesse périphérique maximale que peut théoriquement atteindre le porte-satellite est d'environ 45 m/s, ce qui correspond au cahier des charges proposé par Hispano-Suiza. L'un des challenges techniques qui a été relevé lors de la phase de conception a été d'imaginer un train épicycloïdal facilement démontable afin de pouvoir ôter le solaire, le porte-satellite et les satellites sans avoir à retirer le train complet du banc d'essai.

L'intérêt central de cette étude expérimentale est de se focaliser sur les pertes de puissance générées dans la zone d'injection où les dentures sont en rotation (pertes par piégeage, par brassage d'huile, par ventilation, pertes hydrodynamiques des douilles des satellites). Pour faciliter les mesures, il semble nécessaire de s'affranchir des pertes de puissance produites sur l'arbre moteur par les deux roulements qui supportent le porte-satellite et par les joints qui permettent l'injection de l'huile au sein du réducteur (Figure III.3). C'est pourquoi ces deux roulements ont été isolés de l'huile grâce un joint labyrinthe et sont graissés. Les pertes qu'ils génèrent sont dissociées de la température et de la viscosité de l'huile injectée mais sont fonction de la viscosité de la graisse. Ainsi, après des essais de caractérisation des pertes sur l'arbre moteur (cf. partie IV.2 du Chapitre IV), les pertes produites dans la chambre d'injection peuvent être soustraites des pertes totales mesurées afin d'être analysées. Pour les mêmes raisons, le roulement du solaire (Figure III.3) est isolé de la zone d'injection par un joint labyrinthe.

Il est également intéressant de noter que les diamètres des deux roulements du porte-satellite et des joints à lèvre ont été réduits au maximum afin de limiter la quantité de pertes sur l'arbre moteur et de conserver un maximum de puissance du moteur pour les pertes produites dans la chambre d'injection.

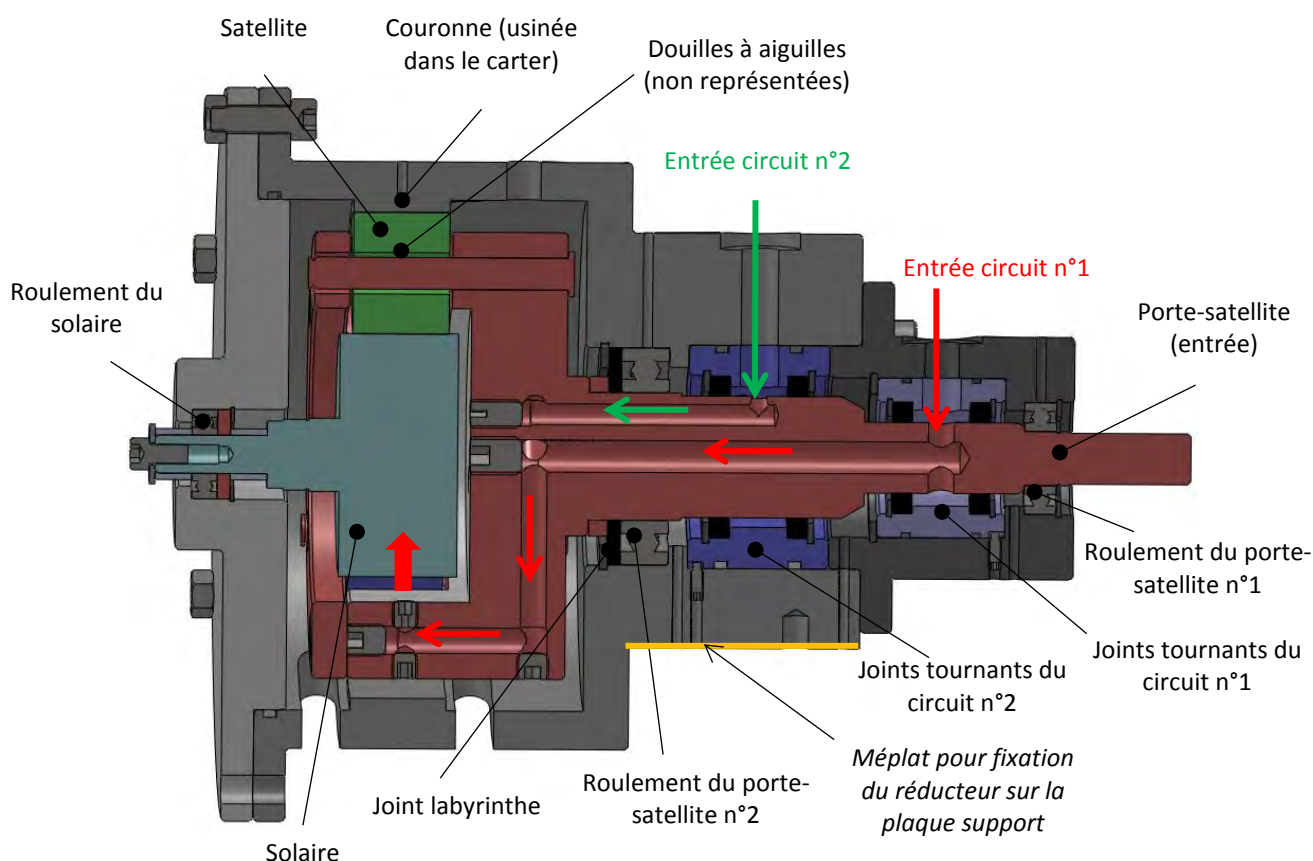


Figure III.3 – Vue en coupe n°1 du réducteur d'essai – détails des composants et des circuits hydrauliques

Un autre défi de conception a été d'imaginer les deux circuits d'huile indépendants qui permettent d'injecter du lubrifiant entre chaque satellite, au niveau des contacts solaire/satellites et satellites/couronne. Pour cela, la solution d'un porte-satellite creux a été retenue. Ainsi, pour le circuit hydraulique n°1 (qui lubrifie les contacts solaire/satellites), l'huile pénètre dans le porte-satellite via un joint tournant (Figure III.3). L'huile suit alors une conduite unique dans l'axe du porte-satellite qui se scinde ensuite en trois circuits radiaux (Figure III.5) pour permettre au lubrifiant de remonter au niveau des buses d'injection. Concernant le circuit n°2 (qui lubrifie les contacts satellites/couronne), l'huile pénètre directement dans trois circuits en parallèle dans l'axe du porte-satellite (Figure III.3, Figure III.4 et Figure III.5) via un second joint tournant avant d'atteindre les points d'injection. Les différents canaux percés sont bouchés aux extrémités par des vis sans tête, collées avec du frein filet. Des trous oblongs, situés des deux côtés de la couronne au point bas du réducteur (Figure III.4) permettent l'évacuation de l'huile et évitent toutes zones de rétention de lubrifiant qui pourrait provoquer le barbotage du porte-satellite. Une écope dessinée sur mesure est fixée sous le réducteur d'essai pour récupérer l'huile en sortie.

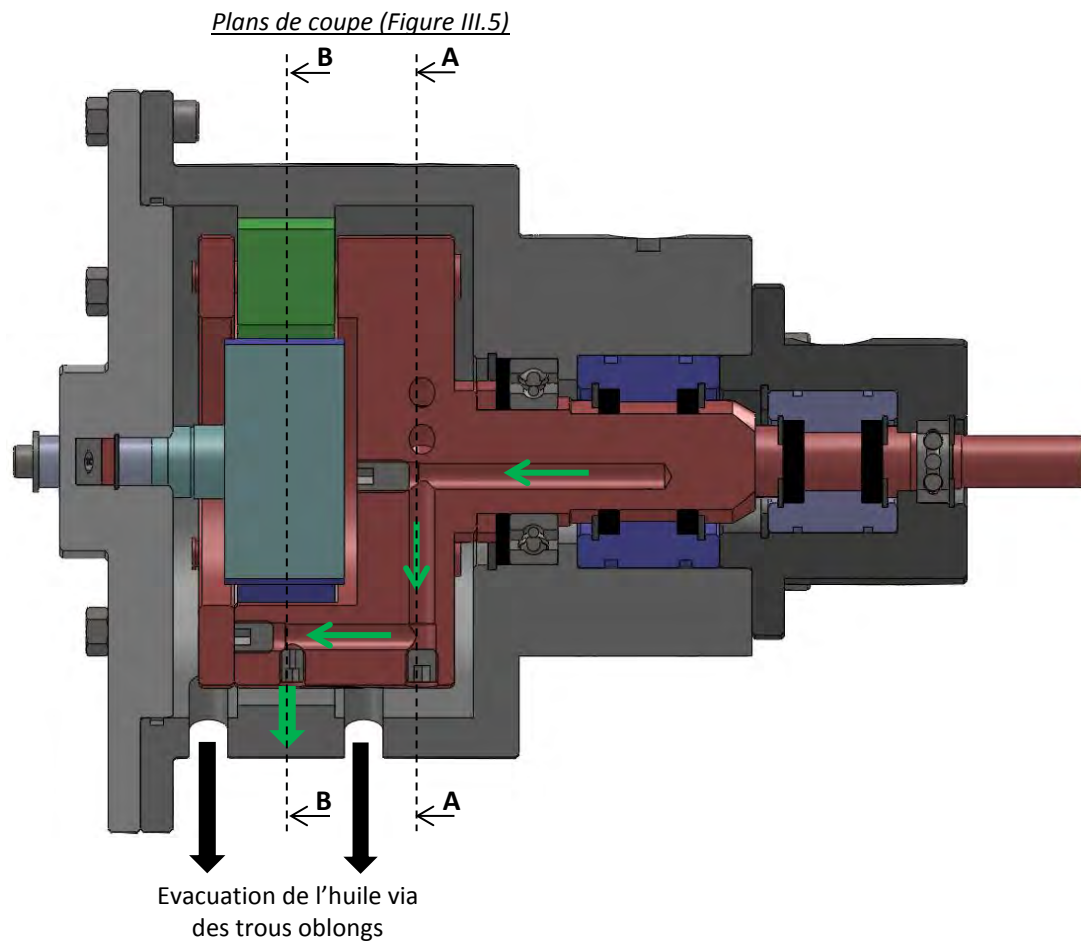


Figure III.4 – Vue en coupe n°2 du réducteur d'essai – circuits hydraulique n°2 et évacuation de l'huile

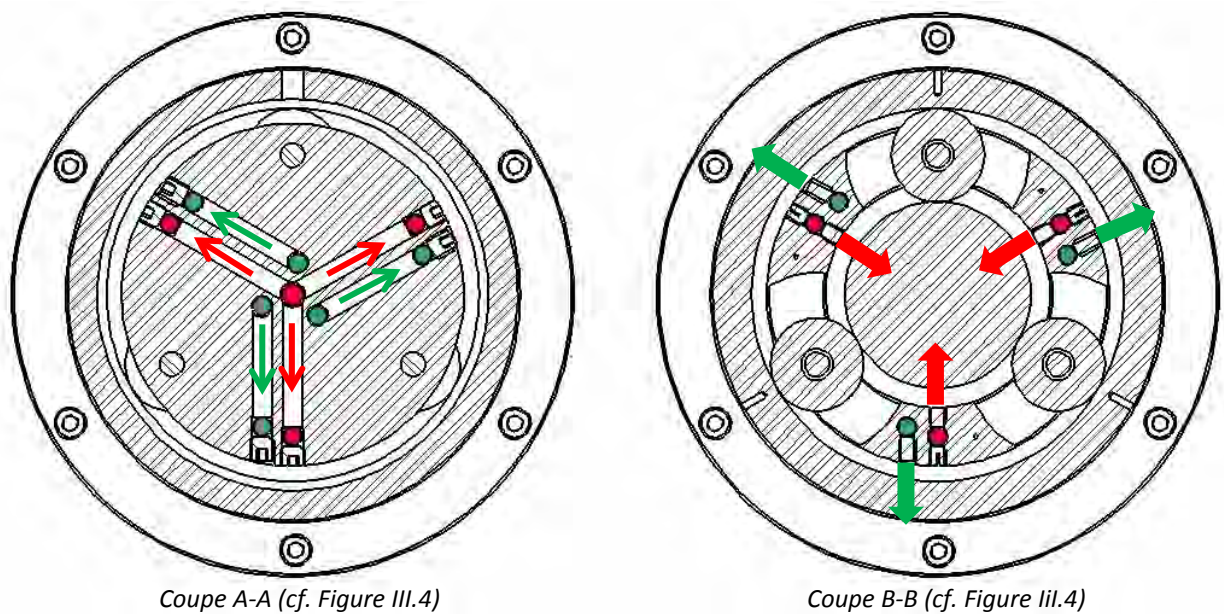


Figure III.5 – Vue en coupe du réducteur (plans de coupe définis dans la Figure III.4)

De plus, afin de tenir compte de l'influence de la température sur les pertes de puissance produites par la transmission, les évolutions de température de plusieurs éléments du réducteur d'essai sont mesurées. La température de l'huile en entrée et en sortie est mesurée grâce à des thermocouples plongés dans les tuyaux d'alimentation et d'évacuation du lubrifiant. Les températures des bagues extérieures des deux roulements du porte-satellite et du solaire sont prélevées grâce à des thermocouples chemisés rigides placés dans des puits afin qu'ils jouxtent les bagues extérieurs fixes (ces puits sont visibles sur la Figure III.3). Trois puits de température ont également été prévus sur la périphérie de la couronne (visibles sur la coupe B-B de la Figure III.5) afin de vérifier si la température était répartie de manière axisymétrique. Les évolutions de température en plusieurs points du carter du réducteur sont mesurées en collant des thermocouples directement sur les surfaces extérieures. Enfin, la température et la vitesse de l'air avoisinant le réducteur d'essai sont relevées à l'aide d'un thermocouple et d'un anémomètre. Les thermocouples utilisés sont tous de type K et ont une précision de $\pm 0,5$ °C, quant à l'anémomètre sa précision est de $\pm 3\%$.

Enfin, pour des questions de sécurité, l'huile traditionnellement utilisée dans les applications d'Hispano-Suiza (huile MIL-L-23699) ne peut être testée sur le banc d'essai. Deux huiles de boîte de vitesses aux caractéristiques données dans le Tableau III.3 sont utilisées en substitution. Il est noté que l'huile #2 est moins visqueuse et plus lourde que l'huile #1, ce qui permettra de vérifier la validité du modèle de perte de puissance qui sera construit.

	MIL-L-23699	Huile #1	Huile #2
Viscosité cinématique à 40°C [cSt]	23,988	41,3	32
Viscosité dynamique à 40°C [Pa s]	0,023	0,03517	0,03226
Viscosité cinématique à 100°C [cSt]	4,897	7,44	5
Masse volumique à 21°C [kg/m ³]	971,4	851,6	1008
Chaleur massique à 20°C [J/kg K]	1790	1897	1741

Tableau III.3 - Caractéristiques de l'huile d'Hispano-Suiza et des deux huiles testées avec le banc d'essai

III.3. VALIDITE D'UNE MEHODE PAR SUPERPOSITION

Comme expliqué dans le Chapitre I, cette partie vise à vérifier la validité d'une méthode par retranchement, telle que celle exploitée par Hilty et al. [61] de l'Université de l'Ohio, pour remonter de manière précise à la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal. Pour ce faire, quatre configurations du réducteur d'essai ont été testées sous les mêmes conditions opératoires, Tableau III.4.

Configuration #1	Réducteur complet avec solaire et 3 satellites
Configuration #2	Sans solaire mais avec les 3 satellites
Configuration #3	Sans solaire avec 1 satellite et 2 cylindres bloqués
Configuration #4	Porte-satellite seul

Tableau III.4 – Les quatre configurations testées

L'objectif est de vérifier si en réalisant des différences entre les pertes de puissance mesurées pour chaque configuration, il est possible d'isoler précisément un poste de perte de puissance. Par exemple, si la superposition est applicable, en faisant la différence entre les puissances générées avec la configuration #1 et #2, les pertes liées au solaire (ventilation de la denture, piégeage aux contacts solaire/satellites et pertes dissipées par le roulement du solaire) devraient pouvoir être quantifiées. De même, la puissance dissipée par un seul satellite (ventilation, piégeage aux contacts satellites/couronne et solaire/satellites, perte produite par son roulement à aiguilles) doit pouvoir être estimée en faisant la différence entre les pertes mesurées dans la configuration #2 et dans la configuration #3. En effet, dans cette dernière les deux satellites sont remplacés par des cylindres de diamètre équivalent, fixés sur leur axe ce qui permet d'éviter à la fois l'engrènement avec la couronne donc le piégeage et la rotation autour de l'axe donc la dissipation de puissance générée par les douilles. Enfin, la configuration #4 permet de quantifier les pertes par ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant dans les conditions opératoires choisies.

Les quatre mesures sont réalisées pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 1000 tr/min, en injectant des débits équivalents dans les deux circuits : 2 x 3 l/min et en balayant une large plage de température d'huile. Les pertes de puissance totales produites par le banc d'essai pour ces quatre configurations sont présentées dans la Figure III.6.

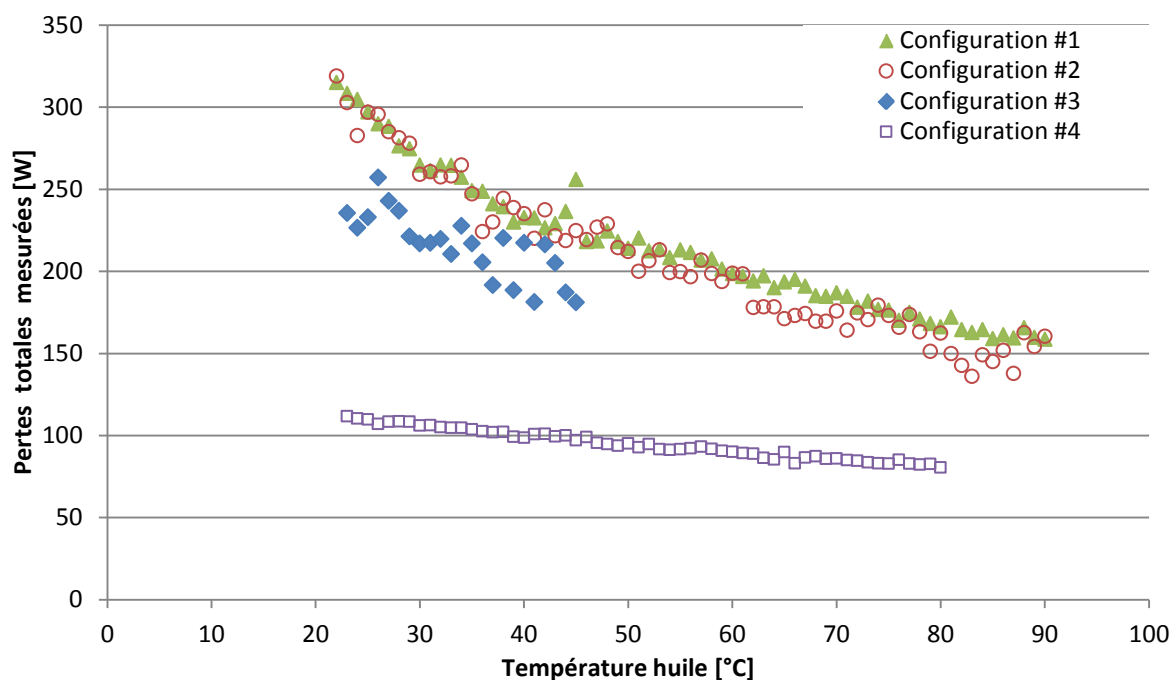


Figure III.6 – Pertes de puissance totales produites par le réducteur pour les quatre configurations testées

Il est remarqué tout d'abord que le fait de retirer le solaire n'a aucune influence sur les pertes de puissance produites par le réducteur. En supposant la méthode de superposition applicable, ces résultats expérimentaux semblent montrer que les pertes qui sont associées au solaire (les pertes liées à la mise en mouvement du lubrifiant au niveau du solaire et les pertes dissipées par le roulement du solaire) sont très faibles. De même, il apparaît que le fait de remplacer deux satellites par des cylindres boqués et de ne laisser qu'un seul satellite n'a pour effet que de réduire les pertes de puissance de 50 W environ sur 300 W. Si une méthode par superposition était réellement applicable, en ne laissant qu'un seul satellite sur les trois, les pertes de puissance obtenues avec la

configuration #3 devraient théoriquement être égales à environ un tiers des pertes de puissance dissipées avec la configuration #2 et être beaucoup plus proches des pertes de puissance produites avec la configuration #4.

Cela peut être expliqué par le fait que de changer la configuration du réducteur (en ajoutant ou en retirant un ou des éléments du réducteur) modifie inévitablement les écoulements de l'huile en son sein ainsi que les échauffements locaux. Cela a pour conséquence de modifier les pertes de puissance générées par chacun des postes de pertes d'un essai à l'autre, ce qui rend inexploitable les retranchements. Il peut être imaginé par exemple, dans le cas de la configuration #3, qu'une plus grande quantité d'huile reste piégée entre les dents de la couronne du fait que la fréquence de passage des satellites en un même point de la couronne est plus faible puisqu'un seul satellite est monté dans le réducteur. La conséquence serait alors que les pertes par piégeage à la couronne soient plus importantes dans cette configuration que lorsque que les trois satellites sont montés (configuration #2).

Il peut être conclu de ces résultats expérimentaux qu'une méthode par retranchement n'est pas applicable pour remonter précisément à la répartition des pertes de puissance dans un réducteur épicycloïdal. Cela justifie donc le choix d'étudier les pertes de puissance produites par le réducteur complet en appliquant une méthode liant la dissipation de puissance au comportement thermique du réducteur, tel que décrit à la fin du Chapitre I.

III.4. LE MODELE THERMIQUE DU REDUCTEUR D'ESSAI

Afin de simuler le comportement thermique du réducteur d'essai et d'appliquer la méthode thermomécanique, un modèle thermique du train épicycloïdal a été construit avec la méthode des réseaux thermiques. Cette démarche a été choisie pour le bon compromis entre la précision de calcul et la facilité de mise en œuvre qu'elle propose. En effet, elle est moins complexe que les éléments finis mais fournit cependant des températures suffisamment précises pour être comparées à des mesures expérimentales [70]. Cette partie vise tout d'abord à expliquer le fonctionnement de cette méthode, puis à décrire son application au réducteur épicycloïdal d'essai, et enfin à présenter les différentes mesures et comparaisons qui ont permis sa validation.

III.4.a. Principe de la méthode des réseaux thermiques

Cette méthode consiste à bâtir un maillage global du système mécanique dont on veut simuler le comportement thermique et d'interconnecter les différentes sources de chaleur. Elle permet alors de remonter aux températures en différents points du système et de coupler l'aspect thermique à l'aspect pertes de puissance. Concrètement, cette approche consiste à décomposer le système mécanique en plusieurs éléments de formes géométriques simples telles que des cylindres, des plaques, etc. Ces éléments sont considérés comme isothermes et forment les nœuds du réseau. Ils sont reliés entre eux par des résistances thermiques qui dépendent du type de transfert de chaleur : conduction, convection ou rayonnement. L'intérêt d'avoir décomposé le système en éléments géométriquement simples est que les expressions empiriques classiques de la thermique peuvent être appliquées pour estimer les différentes résistances du réseau.

Le modèle des résistances thermiques est directement issu de la loi de Fourier et repose sur une analogie électrique avec la loi d'Ohm [66] :

- L'intensité du courant I devient la puissance thermique Q qui passe d'un élément à l'autre.
- La différence de potentiel U est remplacée par la différence de température ΔT entre deux éléments.
- La résistance électrique R devient la résistance thermique R_{th} .

La relation qui lie ces trois variables est donnée par l'équation suivante :

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (\text{III.1})$$

On notera que pour traduire des échanges de chaleur en parallèle ou se produisant de manière successive, les résistances thermiques suivent les mêmes lois de composition que les résistances électriques :

- La résistance thermique équivalente de deux résistances en série est la somme des résistances :

$$R_{th\ eq} = R_{th\ a} + R_{th\ b} \quad (\text{III.2})$$

- L'inverse de la résistance thermique équivalente de deux résistances en parallèle est la somme de l'inverse de ces deux résistances :

$$\frac{1}{R_{th\ eq}} = \frac{1}{R_{th\ a}} + \frac{1}{R_{th\ b}} \quad (\text{III.3})$$

Les pertes de puissance générées par le système mécanique étudié sont calculées à l'aide de formulations analytiques et injectées sous forme de flux de chaleur dans le réseau thermique au niveau des nœuds où elles sont produites.

L'évolution des températures des différents éléments du système peut être finalement estimée en appliquant le premier principe de la thermodynamique en chacun des nœuds du réseau. La variation d'énergie interne de l'élément considéré est égale à la somme de la puissance thermique apportée à ce nœud et des quantités de chaleur échangées avec les nœuds voisins :

$$\mathcal{M}_i c_i \frac{dT_i}{dt} = Q_i + \sum_{j=1 \ \& \ j \neq i}^n \frac{T_j - T_i}{R_{th}(i, j)} \quad (\text{III.4})$$

Où :

- ✓ \mathcal{M}_i est la masse de l'élément i [kg]
- ✓ c_i est sa chaleur massique [J/kg K]
- ✓ Q_i est la puissance thermique (perte de puissance) injectée en ce nœud i [W]
- ✓ T_i (respectivement T_j) est la température de l'élément i (respectivement j) [K]
- ✓ $R_{th}(i, j)$ est la résistance thermique liant les éléments i et j [K/W]
- ✓ $\frac{dT_i}{dt}$ est la dérivée de la température de l'élément i par rapport au temps [K/s]
- ✓ n est le nombre de nœuds du réseau thermique

Ce système d'équations différentielles est résolu de manière numérique avec la méthode d'Adams [66].

III.4.b. Le réseau thermique du réducteur d'essai

Le réducteur d'essai est décomposé en 34 éléments. Ils sont listés dans le Tableau III.5 et leurs positions sont indiquées dans la Figure III.7. Ce niveau de discrétisation macroscopique permet d'éviter d'avoir trop de nœuds donc des temps de calcul trop importants et dans le même temps une sensibilité suffisante pour traduire des élévations locales de température.

# de l'élément	Élément du réducteur
1	Air ambiant environnant le réducteur d'essai
2	Huile injectée dans le réducteur
3	Huile évacuée du réducteur
4	Air à l'intérieur du réducteur
5	Carter supportant le roulement #1 du porte-satellite
6	Carter supportant le roulement #2 du porte-satellite
7	Carter dans lequel est usinée la couronne
8	Carter supportant le roulement du solaire
9	Roulement #1 du porte-satellite
10	Roulement #2 du porte-satellite
11	Roulement du solaire
12, 13, 14	Roulement du satellite #1, #2, #3
15	Arbre au niveau du roulement #1 du porte-satellite
16	Arbre au niveau du roulement #2 du porte-satellite
17	Plateau composant le porte-satellite
18	Arbre supportant le roulement du solaire
19, 20, 21	Arbre du satellite #1, #2, #3
22	Solaire
23, 24, 25	Satellite #1, #2, #3
26	Couronne
27, 28, 29	Zone de striction entre le solaire et le satellite #1, #2 et #3
30, 31, 32	Zone de striction entre la couronne et le satellite #1, #2, #3
33	Huile piégée aux contacts solaire/satellites
34	Huile piégée aux contacts satellites/couronne

Tableau III.5 - Liste des éléments composants le réseau thermique du réducteur d'essai

Le réseau thermique qui a été construit est détaillé dans la Figure III.8. Il est noté que pour des raisons de lisibilité, les éléments #12-13-14, #19-20-21, #23-24-25, #27-28-29 et #30-31-32 et les résistances qui les relient aux réseaux ne sont représentés qu'une seule fois. Les principales

dimensions des éléments composant le réseau thermique sont fournies dans l'Annexe II du manuscrit.

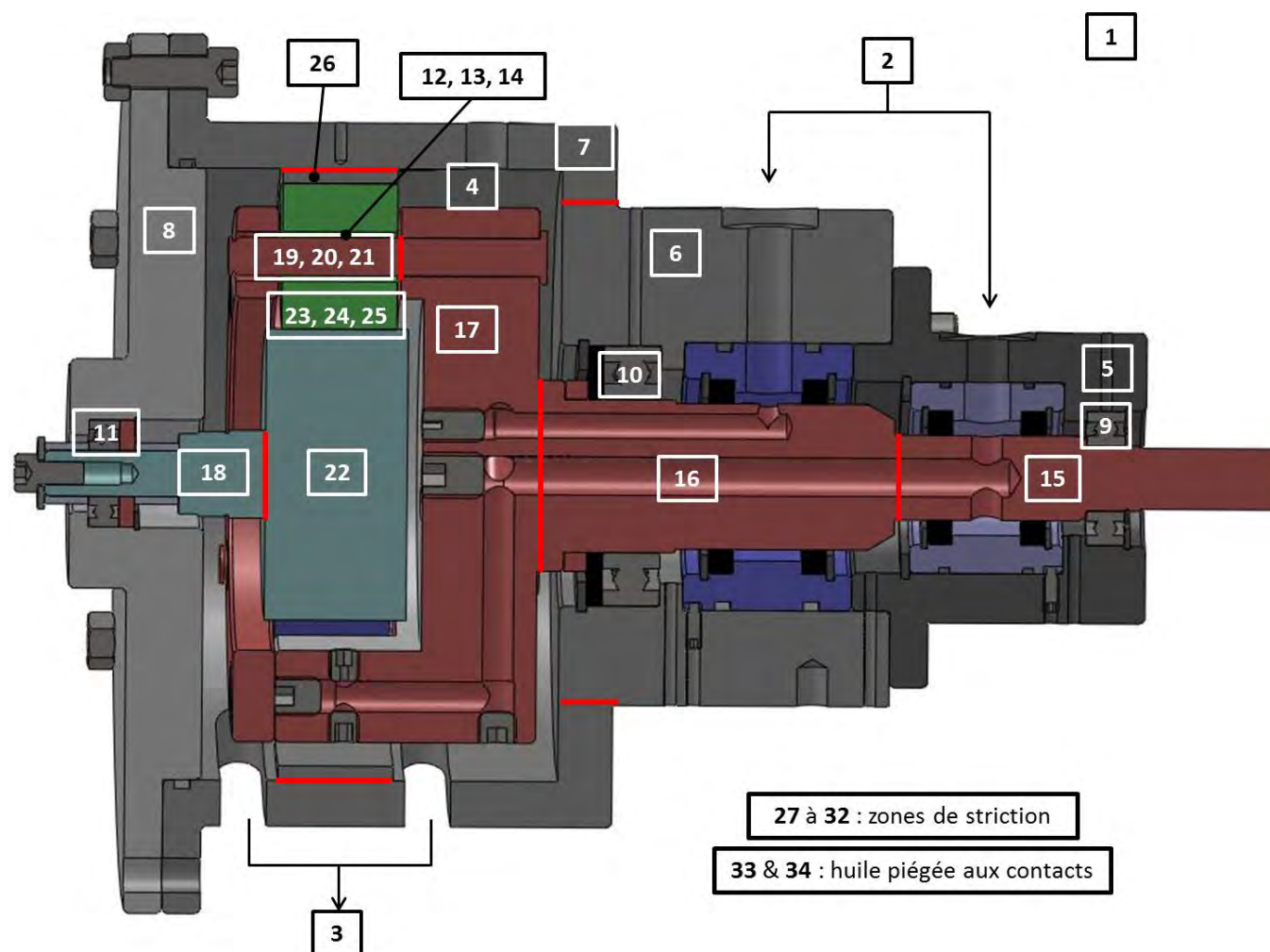


Figure III.7 – Représentation et position des 34 éléments composant le réducteur d'essai

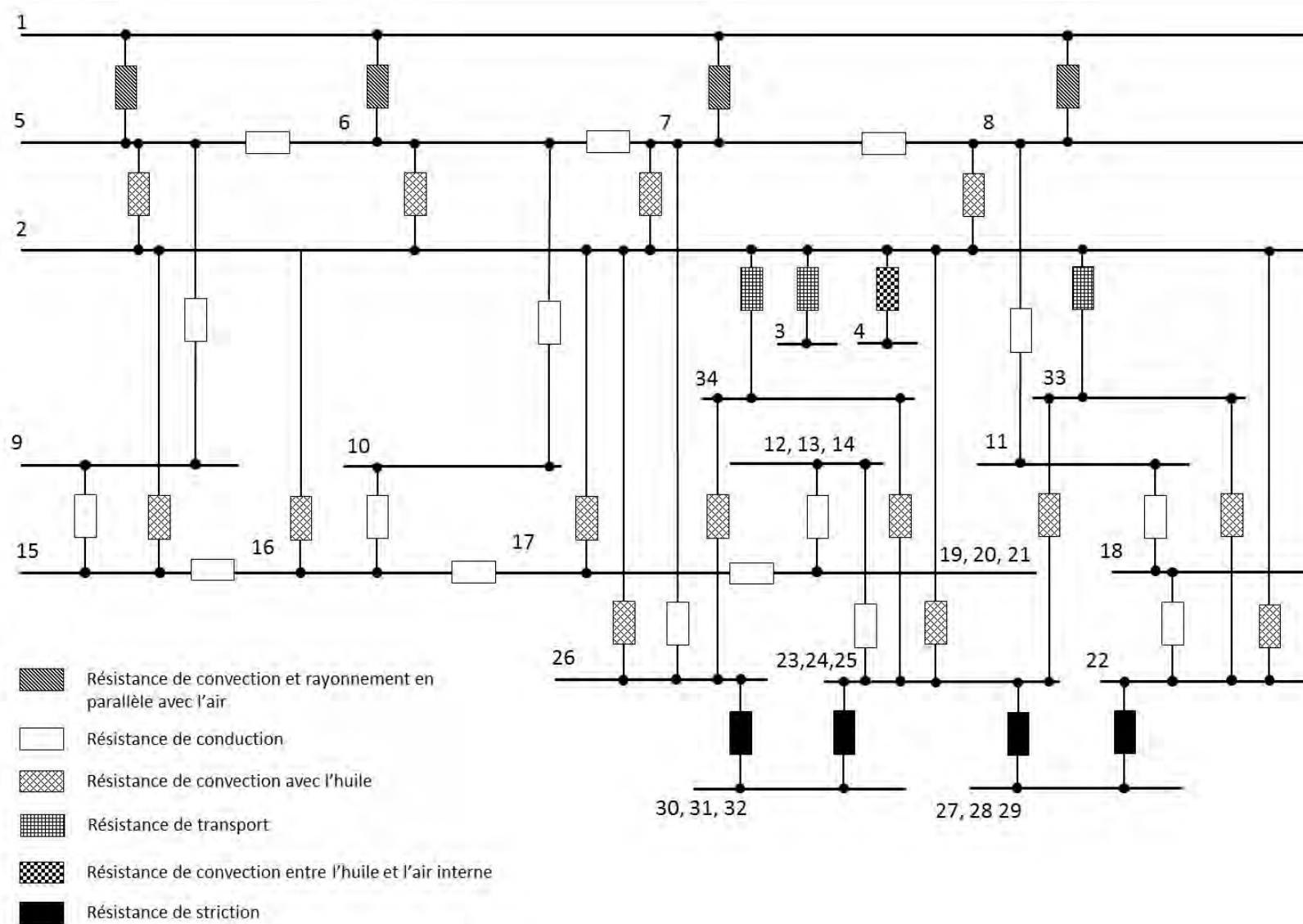


Figure III.8 - Réseau thermique du réducteur d'essai

III.4.b.i. Les résistances de convection et de rayonnement en parallèle avec le milieu environnant

Ces résistances ont été placées dans le réseau pour traduire les échanges de chaleur entre les éléments carter #5-6-7-8 et le milieu ambiant par convection et par rayonnement. Ces deux échanges thermiques sont pris en compte en sommant en parallèle des résistances de convection et de rayonnement. Une hotte aspirante, placée au-dessus du réducteur, peut être mise en route pour les essais, générant ainsi soit de la convection naturelle soit de la convection forcée. Dans ce dernier cas, le flux d'air est supposé parfaitement vertical.

Les résistances de rayonnement sont basées sur la loi de Stefan-Boltzmann [79]. Il est montré que la résistance de rayonnement peut se mettre sous la forme suivante :

$$R_{th} = \frac{1}{h_{ray} S} \quad (III.5)$$

Où :

- ✓ S est la surface d'échange de la paroi [m^2]
- ✓ h_{ray} le coefficient équivalent d'échange par rayonnement [W/m^2], défini par :

$$h_{ray} = \varepsilon \sigma (T_p^2 + T_{air}^2)(T_p + T_{air}) \quad (III.6)$$

Avec :

- ✓ ε l'émissivité du matériau composant la paroi [-]
- ✓ σ la constante de Stefan-Boltzmann [$= 5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2K^4$]
- ✓ T_p la température de la paroi [K]
- ✓ T_{air} la température des parois du local, avec lesquelles les carters échangent par rayonnement, qui sont supposées à la température de l'air ambiant [K]

La quantité de chaleur échangée par convection entre une paroi et l'air ambiant peut être quantifiée par la loi de Newton [80] :

$$Q = h_{conv} S \Delta T \quad (III.7)$$

Avec :

- ✓ h_{conv} le coefficient d'échange convectif [W/m^2K]
- ✓ S la surface d'échange de la paroi [m^2]
- ✓ ΔT l'écart de température entre la paroi et le fluide [K]

Avec l'équation (III.1), on peut écrire l'expression d'une résistance de convection sous la forme :

$$R_{th} = \frac{1}{h_{conv} S} \quad (III.8)$$

L'estimation du coefficient d'échange convectif passe par le calcul du nombre adimensionnel de Nusselt, qui représente le rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert conductif dans le fluide.

Ainsi, l'expression générale des résistances de convection prend la forme :

$$R_{th} = \frac{1}{S} \frac{L}{Nu k} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

- ✓ Nu le nombre adimensionnel de Nusselt
- ✓ L une grandeur caractéristique de l'échange convectif [m]
- ✓ k la conductivité thermique du fluide [W/m K]

Cette dernière expression permet d'estimer la résistance thermique pour tout type d'échange convectif entre un solide et un fluide. Seule l'expression du nombre de Nusselt diffère selon la géométrie de la paroi, le type d'écoulement (convection naturelle ou forcée) et le type de fluide en jeu (liquide ou gaz).

Les éléments #5-6-7 du réseau thermique ayant la forme de cylindre (cf. Figure III.7), l'échange convectif est modélisé avec des lois empiriques d'échange entre un cylindre horizontal fixe et de l'air [79]. Les formules utilisées pour estimer les nombres de Nusselt correspondants sont données dans la partie A3.1.a de l'Annexe III. Ces expressions permettent d'estimer les résistances $R_{th}(1, 5)$ et $R_{th}(1, 7)$ et une des résistances en parallèle composant la résistance $R_{th}(1, 6)$.

En effet, comme il est expliqué dans la partie précédente, un méplat a été réalisé sur une partie du carter du réducteur (correspondant à l'élément #6 du réseau thermique, Figure III.3 et Figure III.7) pour permettre sa fixation sur la plaque support. En conséquence, l'élément #6 échange de la chaleur avec l'air environnant non seulement sur sa surface cylindrique mais également par conduction puis par convection via cette plaque horizontale. Pour prendre en compte ce second échange en parallèle, la plaque support est modélisée comme un ensemble de trois ailettes indépendantes qui échangent de la chaleur par convection (cf. Figure III.9). Trois résistances d'ailette sont donc calculées et sont sommées en parallèle.

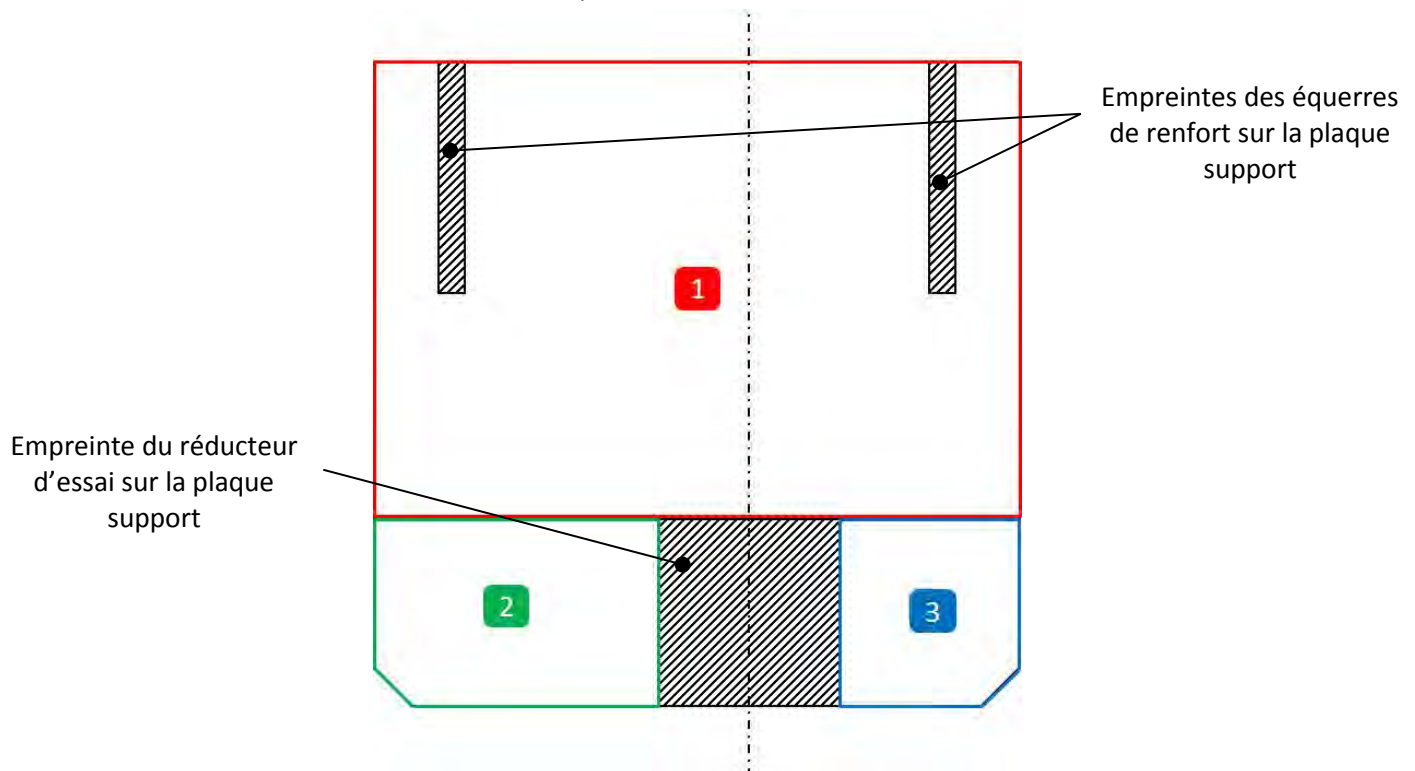


Figure III.9 – Découpage de la plaque support en trois ailettes

L'expression de la résistance thermique traduisant l'échange (convectif et par rayonnement en parallèle) entre chacune des trois ailettes et l'air est la suivante :

$$R_{th\ ailette} = \frac{1}{(h_{eq} + h_{ray}) \eta_{ail} S} \quad (III.10)$$

Avec :

- ✓ h_{eq} le coefficient d'échange par convection équivalent de l'ailette [$W/m^2\ K$]. Il est calculé en sommant deux coefficients d'échange : h_1 pour la partie supérieure de l'ailette et h_2 pour sa partie inférieure (cf. Figure III.10). Si la hotte aspirante est activée, le flux d'air étant verticale du haut vers le bas, la surface supérieure échange en convection forcée et la surface inférieure échange en convection naturelle. Si la hotte est inactive, les deux surfaces échangent avec l'air en convection naturelle. Les lois empiriques d'échange entre une paroi horizontale et l'air sont utilisées ([81] et [82]) pour quantifier le nombre de Nusselt et donc chacun des coefficients d'échange. Elles sont présentées dans la partie A3.1.b de l'Annexe III.
- ✓ h_{ray} le coefficient d'échange équivalent par rayonnement de la plaque support, calculé en utilisant l'équation (III.6) [$W/m^2\ K$]
- ✓ S la surface totale d'échange de l'ailette [m^2]
- ✓ η_{ail} l'efficacité de l'ailette, obtenue à l'aide de l'expression suivante [79] :

$$\eta_{ail} = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{h_1 + h_2}{k \delta}} e\right)}{\sqrt{\frac{h_1 + h_2}{k \delta}} e} \quad (III.11)$$

Avec :

- ✓ k la conductivité thermique du matériau constitutif de l'ailette [$W/m\ K$]
- ✓ δ l'épaisseur de l'ailette [m]
- ✓ e la longueur de l'ailette qui échange avec l'air [m]

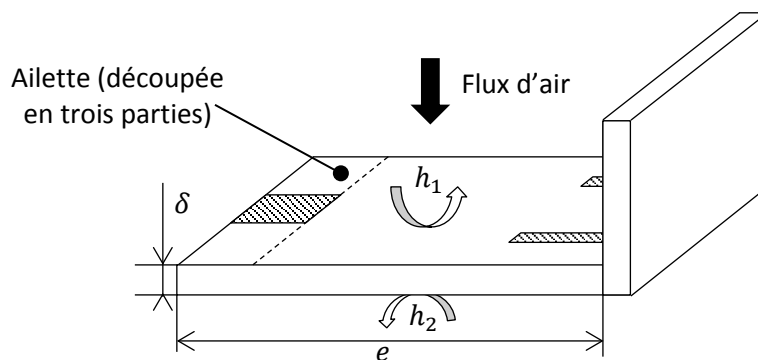


Figure III.10 - Schématisation et dimensions de la plaque support

Avant de sommer en parallèle la résistance de convection entre la surface cylindrique de l'élément #6 et l'air et celle qui traduit l'échange par convection entre l'ailette et l'air, il est nécessaire d'ajouter en série à cette dernière une résistance de contact (cf. partie A3.2.c de l'Annexe III) qui tient compte de l'échange par conduction entre le réducteur et l'ailette via la surface du méplat. Finalement, la résistance $R_{th}(1,6)$ est de la forme :

$$\frac{1}{R_{th}(1,6)} = \frac{1}{R_{th\ convection\ cylindre}} + \frac{1}{(R_{th\ ailette} + R_{th\ contact})} \quad (III.12)$$

La géométrie du carter #8 est assimilée à une plaque verticale. Les lois empiriques traduisant l'échange entre une plaque verticale et l'air sont donc utilisées pour estimer le nombre de Nusselt caractérisant cet échange ([81] et [82]). Ces formulations sont données dans la partie A3.1.c de l'Annexe III. La résistance $R_{th}(1,8)$ peut alors être calculée.

III.4.b.ii. Les résistances de conduction

Afin de traduire des phénomènes de diffusion de la chaleur au sein d'un solide, des résistances de conduction sont insérées dans le réseau. Le flux de chaleur engendré par les pertes produites dans un roulement se diffuse de manière radiale vers le carter via la bague extérieure et vers l'arbre via la bague intérieure. Cela est pris en compte avec des résistances de conduction radiales [66], détaillées dans la partie A3.2.a de l'Annexe III. De manière similaire, lorsque la section de passage du solide traversé par le flux de chaleur est constante (tel que pour l'échange entre les éléments #15 et #16) une résistance de conduction axiale est appliquée [66]. Son expression est développée dans la partie A3.2.b de l'Annexe III. Enfin, lorsque que deux éléments sont en contact métal-métal (tel que les éléments #7 et #8), l'échange par conduction à travers la fine lame d'air qui les séparent est traduit par une résistance dite de contact [66], [79], [83]. Son expression est donnée dans la partie A3.2.c de l'Annexe III.

III.4.b.iii. Les résistances de convection avec l'huile

Au vu de la géométrie du réducteur d'essai, plusieurs échanges par convection avec l'huile ont dû être pris en compte en insérant diverses résistances de convection dans le réseau. L'expression générale donnée par l'équation (III.9) peut toujours être utilisée pour les estimer mais en prenant les propriétés de l'huile au lieu de celles de l'air ambiant dans le calcul des différents nombres adimensionnels. De plus, ces résistances dépendent des conditions opératoires de la simulation qui souhaite être effectuée. Suivant si le calcul numérique est effectué en fonctionnement ou avec le réducteur à l'arrêt, certaines résistances seront remplacées par d'autres.

Echanges dans les conduites :

L'huile circulant dans les conduites jusqu'au point d'injection est susceptible d'échanger de la chaleur avec les éléments dans lesquelles elle transite. Cela concerne les éléments #5-6-15-16-17. Des résistances de convection ont donc été prévues pour tenir compte de ce transfert thermique. Les nombres de Nusselt correspondants sont estimés à partir de formulations empiriques modélisant les échanges convectifs dans des conduits [79]. Ces expressions sont données dans la partie A3.3.a de l'Annexe III.

En utilisant ces expressions, les résistances $R_{th}(2,5)$, $R_{th}(2,15)$, $R_{th}(2,16)$ peuvent être directement calculées. Cependant, les éléments #6 et #17 échangent avec l'huile dans les conduites mais également par convection sur une seconde surface (la surface extérieure du cylindre #17 et le flanc gauche du cylindre #6, Figure III.7). Pour ces deux éléments, il est nécessaire d'ajouter une

seconde résistance (de ruissellement ou de convection forcée) à cette résistance de convection dans les conduites.

On notera que pour tenir compte du fait que de l'huile est piégée dans l'espace interdent, un échange particulier entre les dents et cette huile est pris en compte dans le modèle thermique. Devant la complexité du problème, telle que la variation continue de la surface d'échange en fonction de l'angle de rotation, des hypothèses ont été prises. Il est notamment supposé que l'espace interdent dans lequel l'huile est piégée et drainée est assimilé à un tube de section circulaire constante et de longueur égale à la largeur des dentures (cf. Figure III.11). La section circulaire du tube pris en compte est en fait une moyenne de la surface de fuite au cours de l'engrènement. Enfin, en supposant que toute l'huile injectée à la denture est piégée, connaissant le débit et la section de passage, la vitesse de l'écoulement dans le tube peut être estimée.

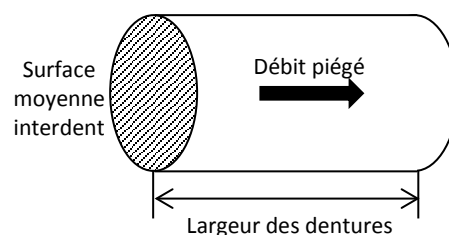


Figure III.11 – Tube dans lequel circule le débit d'huile piégée

En appliquant les expressions de la partie A3.3.a de l'Annexe III, les résistances de convections entre les deux éléments « huile piégée » et les dentures $R_{th}(33,22)$, $R_{th}(33,23)$, $R_{th}(33,24)$, $R_{th}(33,25)$, $R_{th}(34,23)$, $R_{th}(34,24)$, $R_{th}(34,25)$ $R_{th}(34,26)$, peuvent être quantifiées.

Echanges par ruissellement sur les parois :

Les éléments fixes du réducteur d'essai dont au moins une surface est dans la chambre d'injection sont en contact avec l'huile qui ruissèle sur leur paroi. En effet, une fois injectée, l'huile a tendance à être centrifugée et à ruisseler pour redescendre au point bas du réducteur par gravité. Cela concerne les éléments carter #6-7-8, mais également l'élément #17, ainsi que les éléments dentures #22-23-24-25-26, lorsque le réducteur est à l'arrêt et que de l'huile est tout de même injectée.

Les éléments concernés sont modélisés soit comme des cylindres (tel que l'élément #7, Figure III.7) soit comme des plaques verticales (tel que l'élément #8, Figure III.7). Deux lois empiriques distinctes permettant de quantifier le nombre de Nusselt sont utilisées [79]. Elles sont développées dans la partie A3.3.b de l'Annexe III. Pour les éléments #17, #22 et #23-24-25, plusieurs résistances de ruissellement sont calculées et sommées en parallèle pour prendre en compte les échanges thermiques sur les flancs (assimilés à des plaques verticales) ainsi que sur les périphéries (assimilées à des cylindres).

Ces équations permettent de calculer les résistances $R_{th}(2,7)$, $R_{th}(2,8)$, d'estimer la seconde résistance sommée en parallèle de la résistance de convection dans les conduites pour les résistances $R_{th}(2,6)$, $R_{th}(2,17)$ et enfin les résistances $R_{th}(2,22)$, $R_{th}(2,23)$, $R_{th}(2,24)$, $R_{th}(2,25)$, $R_{th}(2,26)$, lorsque le réducteur est à l'arrêt.

Echanges entre l'huile et les éléments tournants par convection forcée :

Dans le cas où le moteur est en fonctionnement, l'échange entre l'huile et les éléments qui sont en mouvement dans la chambre d'injection n'est plus dû au ruissellement d'un film d'huile mais à un écoulement engendré par la rotation des éléments. Les résistances de ruissellement décrites précédemment sont donc remplacées par des résistances de convection forcée. Il est cependant supposé que les résistances de ruissellement associées aux éléments carters et à la couronne restent inchangées. On notera que dans le cas d'un train planétaire, la couronne étant mobile, elle serait traitée comme les autres dentures composant le train.

Les éléments tournants du réducteur sont modélisés comme des cylindres en rotation dans un fluide. Deux géométries de surface d'échange sont distinguées : la périphérie et le flanc des cylindres. Les lois empiriques caractérisant ces types d'échanges [84]–[87] sont présentées dans la partie A3.3.c de l'Annexe III. Ces formulations permettent de quantifier l'une des résistances sommées en parallèle composant les résistances $R_{th}(2,22)$, $R_{th}(2,23)$, $R_{th}(2,24)$, $R_{th}(2,25)$ lorsque le réducteur est en fonctionnement.

Echanges entre l'huile et les éléments tournants par projection d'huile :

En parallèle des échanges convectifs sur leur périphérie et leur flanc, les engrenages en mouvement #22-23-24-25 sont susceptibles de transférer de la chaleur à l'huile en projetant cette dernière depuis leurs dents sous l'effet de la force centrifuge : le film d'huile qui est présent sur une denture va capter une partie de l'énergie thermique du pignon et l'évacuer lors de la projection centrifuge de celui-ci, Figure III.12.



Figure III.12 – Projection centrifuge de l'huile présente sur les dents lors de la rotation du pignon

Ce phénomène de transfert de chaleur par projection a été mis en évidence par les travaux de Blok [88]. Ces résistances de projection sont donc sommées en parallèle des résistances de convection forcée avec l'huile présentées précédemment pour les éléments dentures lorsque le moteur est en fonctionnement. L'expression de la résistance de projection est fournie dans la partie A3.3.d de l'Annexe III [66]. Les résistances $R_{th}(2,22)$, $R_{th}(2,23)$, $R_{th}(2,24)$, $R_{th}(2,25)$ peuvent finalement être estimées.

III.4.b.iv. La résistance de transport

Lors de son passage dans la transmission, l'huile qui a été injectée récupère des calories générées par les pertes de puissance dans le réducteur. Afin de représenter la montée en

température entre l'huile injectée et l'huile évacuée qui a pompée des calories, une résistance dite de transport a été insérée dans le réseau thermique. Son expression est donnée dans la partie A3.4 de l'Annexe III. Cette formulation permet de calculer la résistance $R_{th}(2, 3)$. De manière similaire, afin de traduire l'échange de chaleur entre l'huile injecté dans le réducteur et l'huile piégée entre les dents, qui est susceptible de chauffer dans l'espace interdent, les résistances $R_{th}(2, 33)$ et $R_{th}(2, 34)$ sont estimées avec la même expression, donnée dans la partie A3.4 de l'Annexe III.

III.4.b.v. La résistance de convection entre l'air interne et l'huile

Le jet d'huile qui est injectée dans le réducteur traverse l'air présent dans le réducteur avant d'atteindre le contact à lubrifier ou la paroi sur laquelle il va s'écraser. Durant ce bref instant, les particules d'huile projetées sont susceptibles d'échanger des calories avec l'air présent à l'intérieur du carter. Les deux fluides échangent de la chaleur par le biais de la convection forcée à la manière d'un échangeur à contact direct air/liquide. Le coefficient d'échange caractérisant ce type de transfert thermique peut être caractérisé à l'aide de lois basées sur le calcul des nombres adimensionnels de Nusselt, de Reynolds et de Prandtl [89], [90]. La principale difficulté de telles approches est qu'il est nécessaire d'estimer le nombre et le diamètre des gouttes d'huile composant le brouillard. C'est pourquoi l'approche macroscopique de Fair [91], dans laquelle un coefficient d'échange est estimé à partir d'un débit massique, a été retenue dans les présents travaux.

D'après Fair, l'échange air/huile peut être caractérisé par une résistance thermique dont l'expression peut se mettre sous la forme :

$$R_{th} = \frac{1}{U_{fair} H} \quad (III.13)$$

Avec :

- ✓ H la hauteur totale de l'échange entre l'huile et l'air (cf. partie A.3.5 de l'Annexe III) [m]
- ✓ U_{fair} le coefficient d'échange, qui selon Fair [91] est [W/m³ K] :

$$U_{fair} = 2609 Q_m \quad (III.14)$$

Avec :

- ✓ Q_m le total des débits massiques d'air autour des dentures (cf. partie A.3.5 de l'Annexe III) [kg/s]

Ces formulations permettent de quantifier la résistance $R_{th}(2, 4)$.

III.4.b.vi. Les résistances de striction

Afin de traduire l'échauffement, très bref et localisé qui se produit entre deux dents en prise et sa propagation dans la masse des dentures qui engrènent, des résistances de striction et des éléments appelés « zone de striction » sont insérés dans le réseau thermique. D'après Blok [92], la température instantanée dans la zone de contact atteint la dite « température-éclair ». Cependant, l'échauffement de la matière au niveau des points d'engrènement se limite à une très faible profondeur vis-à-vis de l'épaisseur de la dent [93]. C'est pourquoi les éléments dentures sont

décomposés en deux parties : la zone d'engrènement (zone de striction) à la « température-éclair » et le corps du pignon à la température de masse. Physiquement, la chaleur produite au niveau de la zone d'engrènement se dirige vers la masse du pignon en passant par une surface très petite (surface de contact de Hertz) et sur une épaisseur très faible. Le flux de chaleur va donc subir un étranglement qui est pris en compte grâce aux résistances de striction définies par [66]:

$$R_{th} = \frac{0,767}{\sqrt{2 l_h b \chi \sqrt{V_{ri}}}} \quad (\text{III.15})$$

Avec :

- ✓ $2 l_h$ la largeur du contact [m]
- ✓ b la largeur de denture, ou la longueur moyenne de contact si plusieurs dents sont en prises [m]
- ✓ χ l'effusivité thermique du matériau composant la denture [$\text{N}/\text{ms}^{1/2}\text{K}$]
- ✓ V_{ri} la vitesse de roulement moyenne de la denture [m/s]

Les résistances $R_{th}(22,27)$, $R_{th}(23,27)$, $R_{th}(22,28)$, $R_{th}(24,28)$, $R_{th}(22,29)$, $R_{th}(25,29)$, $R_{th}(26,30)$, $R_{th}(23,30)$, $R_{th}(26,31)$, $R_{th}(24,31)$, $R_{th}(26,32)$, $R_{th}(25,32)$ peuvent ainsi être estimées. Lorsque le réducteur est à l'arrêt, ces résistances deviennent des résistances de contact classiques, calculées avec l'expression fournie dans la partie A3.2.c de l'Annexe III.

Afin de pouvoir simuler des essais pendant lesquels le réducteur d'essai est à l'arrêt sans injection de lubrifiant, tous les échanges avec l'huile sont abrogés en supprimant les résistances de convection dans les conduites, de ruissellement, de transport et de convection avec l'air interne. Les éléments #6-7-8-17-22-23-24-25-26 sont alors susceptibles d'échanger de la chaleur avec l'air interne présent dans la chambre d'injection. Ces transferts de chaleur sont modélisés avec des lois d'échange par convection naturelle dans un espace clos [79], présentées dans la partie A3.6 de l'Annexe III.

III.4.c. Validation du réseau thermique

Avant de pouvoir coupler l'aspect perte de puissance et l'aspect thermique du réducteur d'essai, il est nécessaire de valider le réseau thermique. Cette partie vise à décrire les différents essais qui ont été réalisés tout d'abord pour confirmer les hypothèses faites lors de la construction du réseau et également pour vérifier que les comportements thermiques mesurés et simulés sont en bon accord. Pour ce faire, la même méthodologie que celle proposée dans l'étude thermique du réducteur FZG [70] est appliquée à ces travaux. Dans un premier temps, à l'aide de mesure de température en différents points sur la plaque support du réducteur, les hypothèses qui ont permis de modéliser cette dernière comme un ensemble de trois ailettes sont vérifiées. Puis, grâce à des essais en refroidissement en convection forcée et en convection naturelle, les échanges de chaleur entre le réducteur et l'air ambiant pourront être validés. Enfin, il sera montré qu'avec des essais durant lesquels de l'huile est injectée dans le réducteur à l'arrêt, les échanges entre l'huile et les différents éléments avec lesquelles elle est en contact pourront être confirmés.

III.4.c.i. Répartition de la température autour de la couronne

Comme expliqué dans la partie concernant la conception du banc d'essai, trois points de mesure de température autour de la couronne ont été prévus afin de vérifier la répartition axisymétrique de la température sur son périmètre. Pour ce faire, des essais ont été réalisés pendant lesquels les températures des trois points autour de la couronne ont été mesurées de manière simultanée. Pour les mesures de la Figure III.13, le porte-satellite est entrainé à une vitesse de rotation de 1000 tr/min et un débit d'huile égale à 2 l/min est injecté sur chacun des deux circuits.

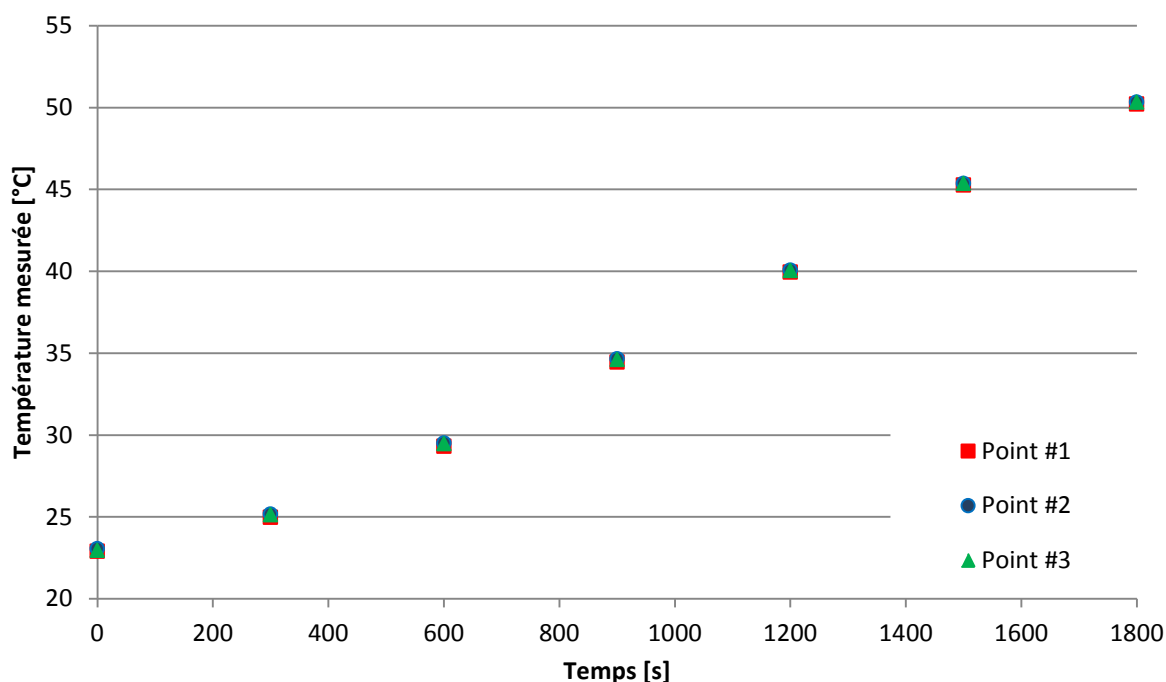


Figure III.13 - Evolution des températures au niveau des trois points de mesure autour de la couronne

La Figure III.13 montre que la répartition de température autour de la couronne est axisymétrique. On notera que cela a également été vérifié pour d'autres conditions opératoires. Ces essais confirment donc que la couronne peut être considérée comme un seul et même élément isotherme dans le réseau thermique.

III.4.c.ii. Validation de la modélisation de la plaque support en ailette

Lors de la modélisation de la plaque support du réducteur comme un ensemble de trois ailettes (cf. Figure III.9), il a été supposé que les flux de chaleur étaient unidirectionnels dans chacune des trois parties (Figure III.14). Cette hypothèse a été vérifiée en mesurant la température en sept points différents sur la plaque support durant un essai en fonctionnement, cf. Figure III.14.

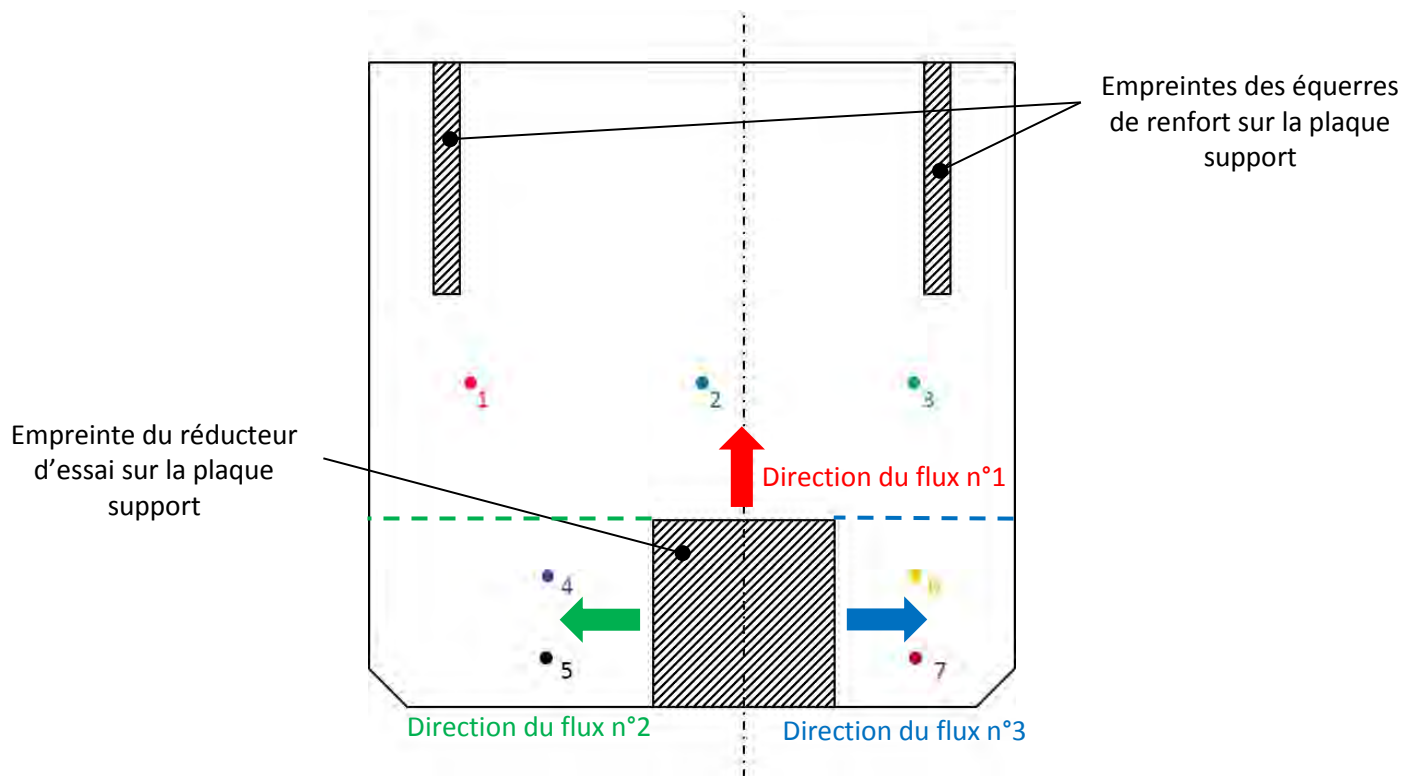


Figure III.14 - Position des points de mesure sur la plaque support du réducteur et directions supposées des trois flux de chaleur

L'évolution de température des sept points de mesure au cours de la chauffe du réducteur apparaît dans la Figure III.15. Il est constaté que les températures mesurées au niveau des points #4, #5, #6 et #7 sont très nettement supérieures à celles mesurées au niveau des points #1, #2 et #3, ce qui confirme le choix du découpage de l'aillette en trois zones distincts.

Concernant l'aillette n°1, il est remarqué que l'écart de température entre le point #1 (ou le point #3) et le point #2 est de 2°C environ, ce qui confirme que le gradient de température dans la largeur de la partie n°1 de la plaque support est négligeable et que le principale flux de chaleur se fait dans la direction indiquée sur la Figure III.14. Les mêmes constations peuvent être effectuées en comparant les évolutions de température des points #4 et #5 et des points #5 et #6, ce qui confirme les directions privilégiées des flux de chaleur n°2 et n°3 de la Figure III.14.

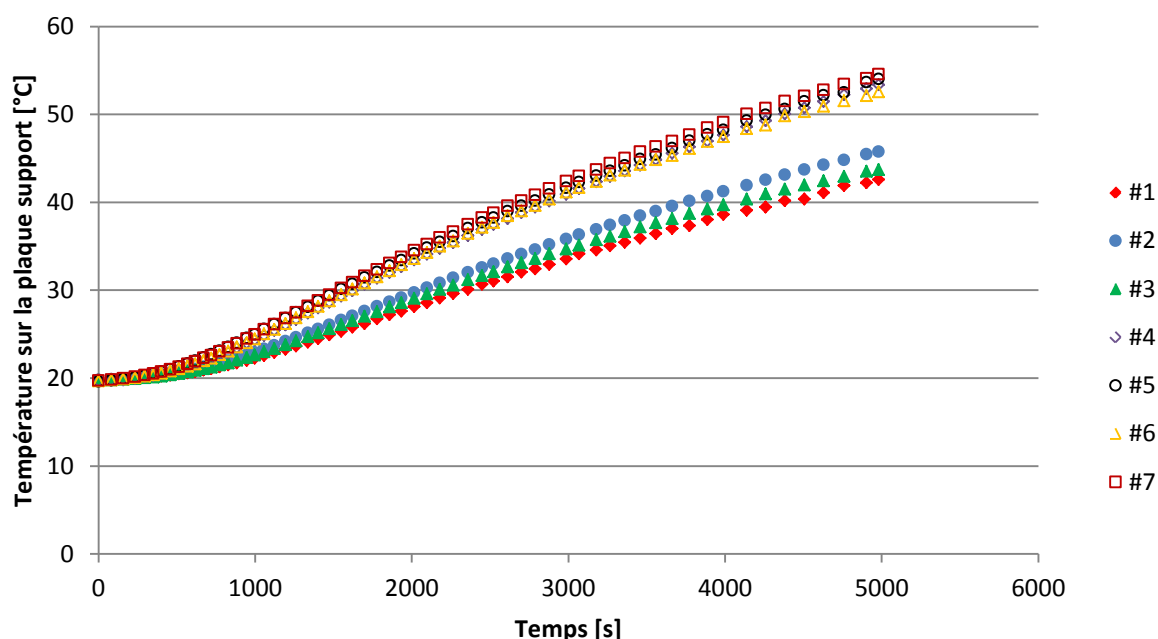


Figure III.15 - Evolution des températures en cinq points de mesure sur la plaque support du réducteur

Ces mesures justifient donc les hypothèses de flux de chaleur unidirectionnel, ce qui valide les formulations précédentes pour modéliser la plaque support comme une ailette

III.4.c.iii. Validation des échanges entre le réducteur et l'air en convection naturelle

Afin de s'affranchir des pertes de puissance produites par le réducteur d'essai pour se concentrer uniquement sur les transferts thermiques entre le réducteur d'essai et l'air environnant, des essais en refroidissement ont été réalisés. Dans un premier temps, le refroidissement est effectué sans la hotte aspirante, en convection naturelle. Après une phase de chauffe, les décroissances des températures mesurées sur les bagues extérieures des roulements, sur le carter ou sur la couronne sont comparées à celles obtenues numériquement avec le réseau thermique. La Figure III.16 montre que les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales. Les échanges entre le réducteur et l'air ambiant en convection naturelle sont bien pris en compte par le réseau thermique.

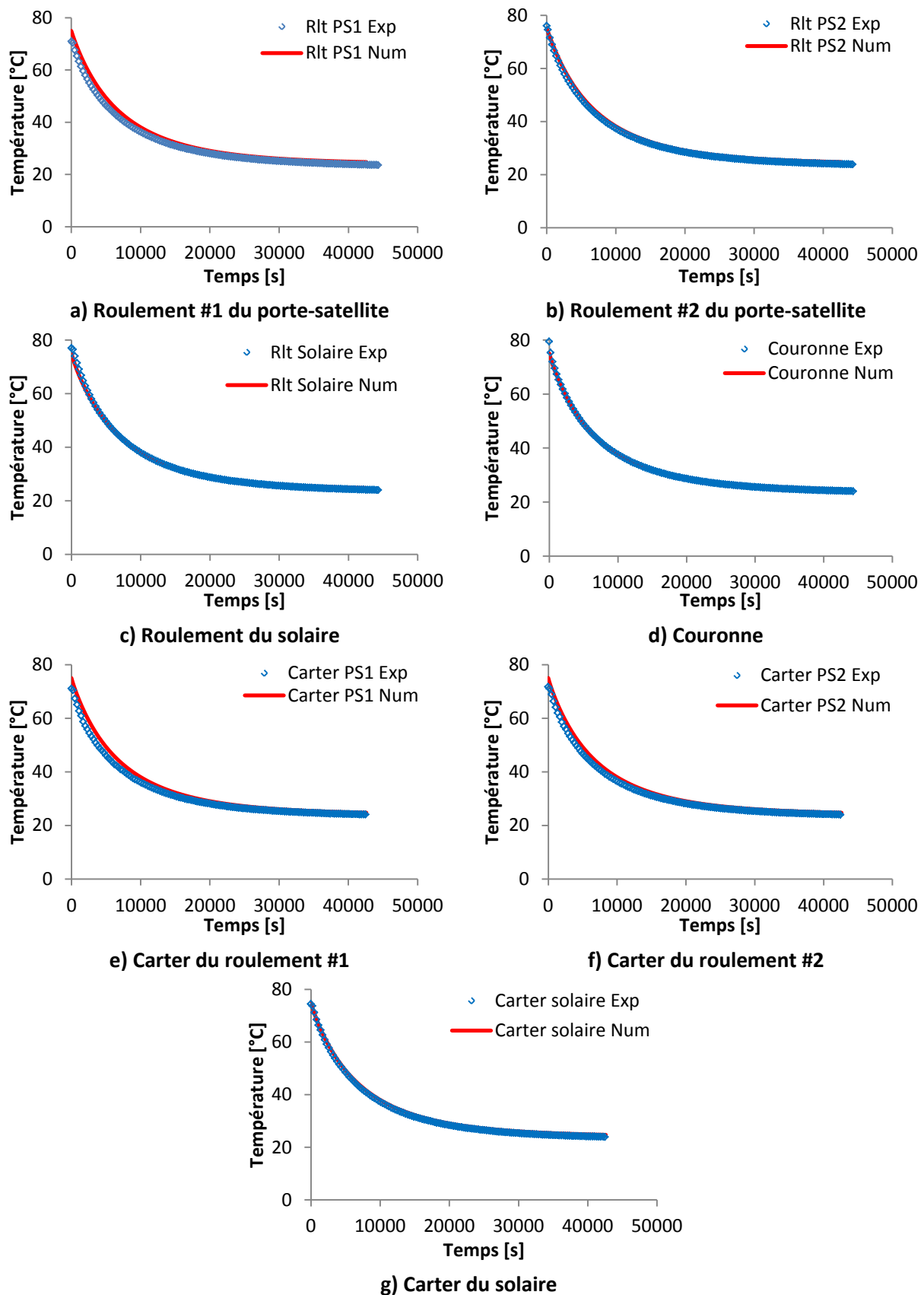


Figure III.16 – Comparaison entre les décroissances de température mesurées et calculées en convection naturelle

III.4.c.iv. Validation des échanges entre le réducteur et l'air en convection forcée

Les mêmes comparaisons sont réalisées dans le cas d'un refroidissement en convection forcée. Lors du refroidissement, la vitesse du flux d'air entourant le réducteur a été mesurée égale à 0,5 m/s. Cette même valeur est donc utilisée dans le modèle numérique. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure III.17.

Dans le cas de la convection forcée, les résultats expérimentaux et numériques sont également très proches. Ces résultats montrent que la partie du réseau qui traduit l'échange entre l'air ambiant et le réducteur d'essai est modélisée convenablement.

III.4.c.v. Validation des échanges entre l'huile et les éléments avec lesquels elle est en contact, lorsque le réducteur est à l'arrêt

Afin de valider les échanges entre l'huile et les éléments en contact avec cette dernière via la convection dans les conduites et par ruissellement sur les parois de la chambre d'injection, les évolutions de température de différents éléments ont été relevées durant un essai pendant lequel le réducteur est à l'arrêt tout en injectant de l'huile. Cet essai est réalisé en activant les bandes chauffantes afin que la température de l'huile croisse au cours du temps. La Figure III.18 présente les évolutions de température calculées et mesurées pour sept éléments composant le réseau thermique.

Il apparaît que les évolutions de température calculées sont en bon accord avec les mesures. Quelques écarts sont tout de même remarqués (notamment pour le roulement n°2 du porte-satellite). Cela est expliqué par le fait qu'il est difficile d'apprécier précisément les surfaces sur lesquelles l'huile chaude ruisselle réellement quand le réducteur est à l'arrêt avec les jets d'huile fixes. Il peut tout de même être conclu de cette comparaison que l'échange des calories véhiculées par l'huile et les différents éléments du réducteur via la convection dans les conduites et par ruissellement sur les parois est bien pris en compte avec le modèle thermique.

On notera que des essais supplémentaires seront présentés dans le chapitre suivant afin de confirmer définitivement que les échanges entre l'huile et les éléments en contact avec cette dernière et que l'interconnexion entre les sources de chaleur sont bien pris en compte dans le réseau thermique, lorsque le réducteur est en fonctionnement (cf. partie IV.3.b.ii du Chapitre IV).

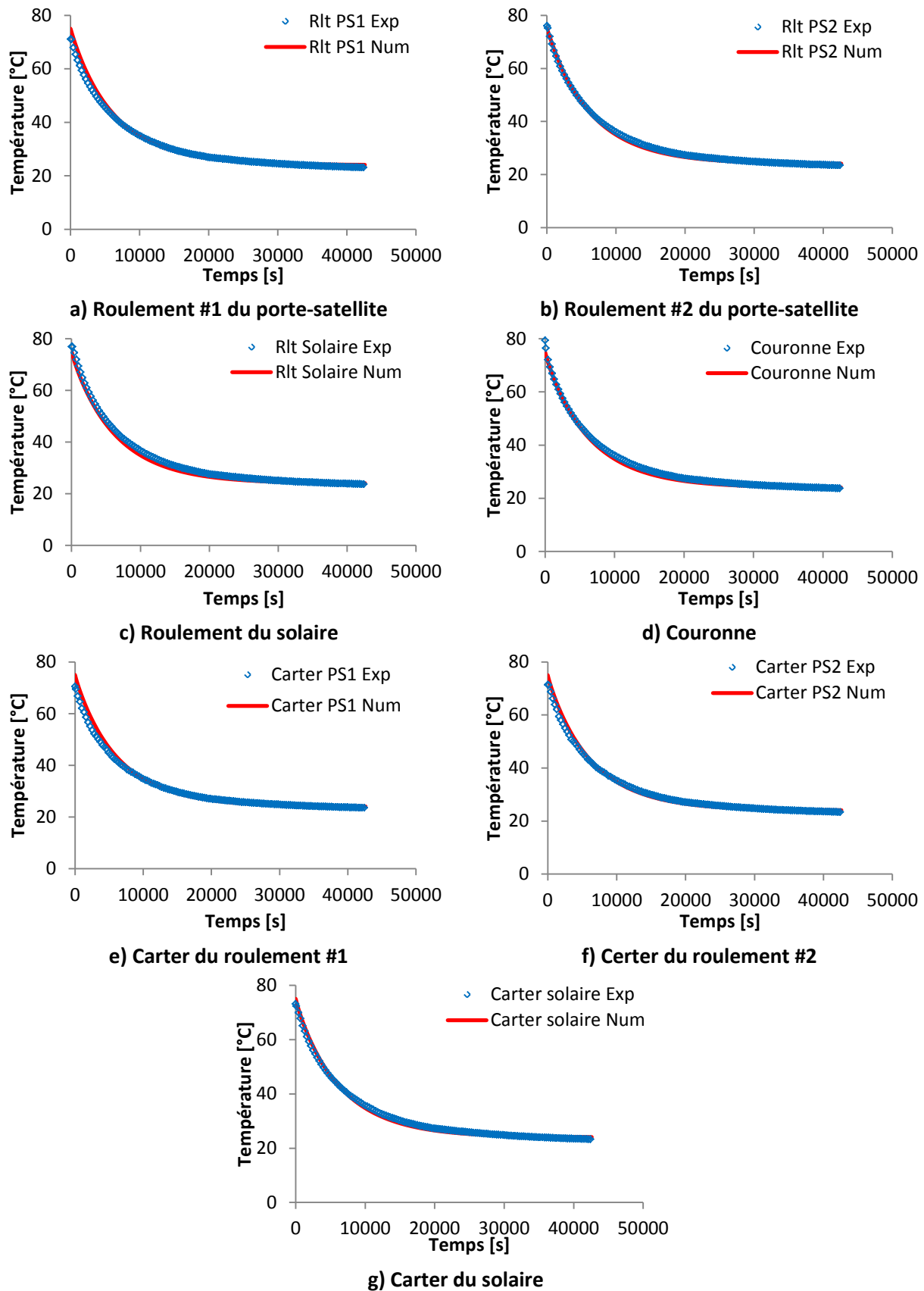


Figure III.17 - Comparaison entre les décroissances de température mesurées et calculées en convection forcée

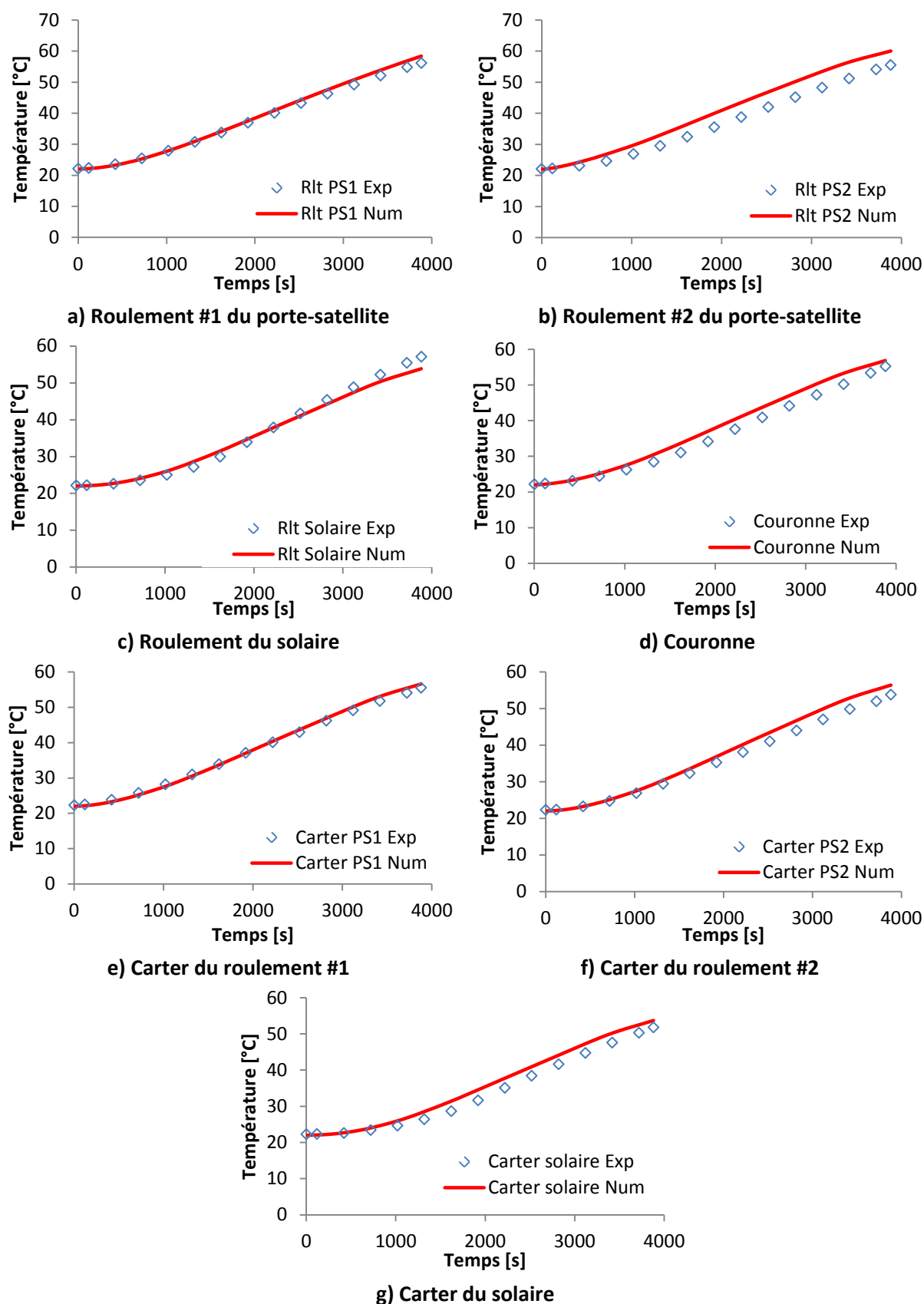


Figure III.18 – Comparaison entre les évolutions de température mesurées et calculées durant l'essai avec réducteur à l'arrêt et injection de lubrifiant

III.5. CONCLUSION

Ce chapitre présente les moyens expérimentaux qui ont été mis en place dans cette étude pour estimer la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un réducteur épicycloïdal.

Dans un premier temps, le banc d'essai a été décrit et les différents choix de conception ont été justifiés. Puis des essais expérimentaux particuliers, permettant de démontrer clairement qu'une méthode par retranchement ne permet pas de remonter à la distribution des pertes de puissance au sein du réducteur, ont été présentés. Cela légitime donc le choix de la méthode thermomécanique adoptée dans ces travaux. Le réseau thermique du réducteur d'essai nécessaire pour appliquer la méthode proposée a ensuite été développé et les différents échanges thermiques pris en compte ont été détaillés. Enfin, il est montré que des mesures thermiques ont permis de valider les différentes hypothèses faites lors de la construction du modèle thermique. Des essais en refroidissements ont également permis de vérifier que les transferts de chaleur entre le réducteur et l'air ambiant sont bien pris en compte dans le modèle. Des mesures en injectant de l'huile chaude dans le réducteur à l'arrêt ont finalement permis de vérifier que les échanges entre l'huile et les éléments en contact avec cette dernière par convection dans les conduites et par ruissellement sur les parois sont bien pris en compte.

Maintenant que le modèle thermique est construit et validé, le chapitre suivant propose de décrire l'application de la méthode thermomécanique et les résultats qui en découlent, afin de construire le modèle de perte de puissance indépendante de la charge dans le réducteur épicycloïdal d'essai.

CHAPITRE IV - MESURES ET MODELISATION DES PERTES INDEPENDANTES DE LA CHARGE DANS UN TRAIN EPICYCLOÏDAL

IV.1. INTRODUCTION

IV.2. MESURES ET MODELISATION DES PERTES SUR L'ARBRE MOTEUR

IV.3. PERTES PAR VENTILATION DU PORTE-SATELLITE

IV.4. REPARTITION DES PERTES DANS LE REDUCTEUR D'ESSAI

IV.5. CONCLUSION

IV.1. INTRODUCTION

Ce chapitre présente les mesures et la modélisation des pertes de puissance indépendantes de la charge produites par le réducteur d'essai, décrit dans le chapitre précédent. Dans un premier temps, les pertes générées par les roulements supportant le porte-satellite et les joints tournants sont caractérisées. En second lieu, les mesures et les modélisations des pertes de puissance dues à la ventilation du porte-satellite avec et sans injection de lubrifiant sont présentées. Enfin, la méthode couplant l'aspect perte de puissance et l'aspect thermique de la transmission est appliquée afin d'analyser et de modéliser la distribution des pertes de puissance dans le réducteur d'essai.

IV.2. MESURE ET MODELISATION DES PERTES SUR L'ARBRE MOTEUR

La première partie de l'étude expérimentale consiste à caractériser les pertes dissipées sur l'arbre moteur du banc d'essai. Ces pertes représentent la somme des puissances dissipées par les deux roulements graissés du boîtier à roulements 2 (cf. Figure III.1), les deux roulements graissés soutenant le porte-satellite ainsi que les quatre joints d'étanchéité (cf. Figure III.3). Comme expliqué dans le chapitre précédent, l'objectif est de caractériser et de modéliser les puissances dissipées par ces éléments afin de pouvoir isoler les pertes générées dans la chambre d'injection. Les mesures ont été réalisées en remplaçant le porte-satellite par un arbre nu (il s'agit de la même pièce que le porte-satellite mais dont le plateau supportant les satellites a été tronqué, cf. Figure IV.1), pour des vitesses de rotation variant de 500 à 3000 tr/min.



Figure IV.1 – Photo de l'arbre nu, pour la mesure des pertes sur l'arbre moteur

Un modèle numérique a ensuite été construit afin de modéliser ces pertes de puissance.

Modélisation des pertes de puissance produites par les roulements [25] :

Afin de modéliser ces pertes, le modèle de Harris, présenté dans le Chapitre I (équations (I.7), (I.9 a), (I.9 b)), a été sélectionné. Dans le présent cas, les pertes de puissance dépendantes de la charge dissipées par les roulements sont négligées. En effet, les roulements du boîtier roulements 2 ne sont pas chargés et les roulements du porte-satellite ne supportent que le poids de ce dernier. En utilisant l'équation (I.7), il est montré que les pertes liées au chargement des roulements représentent seulement 0,6 W de puissance à 3000 tr/min.

Modélisation des pertes de puissance dissipées par les joints [94] :

D'après [94], la perte de puissance \mathcal{P}_{joint} dissipée par un joint composé d'une seule lèvre se calcule avec l'expression suivante :

$$\mathcal{P}_{joint} = 7,69 \times 10^{-6} \phi^2 N \quad (IV.1)$$

Avec :

- ✓ ϕ le diamètre de l'arbre [mm]
- ✓ N la vitesse de rotation [tr/min]

La température des bagues extérieures des roulements étant mesurée de manière instantanée et en supposant que tous les éléments les composant (bagues, cage et graisse) sont à la même température [95], l'évolution de la viscosité de la graisse au cours des essais peut être estimée avec précision. Les comparaisons entre les mesures et les résultats issus du modèle sont présentés dans la Figure IV.2. Il est noté que le premier point de mesure est toujours nettement supérieur aux points suivants. Ce phénomène peut être expliqué par le fait qu'au démarrage la graisse est située dans les chemins de roulement, ce qui génère un sur-couple résistant et qu'avec les passages successifs des éléments roulants, elle est chassée en dehors des gorges ce qui provoque une réduction des pertes de puissance [96].

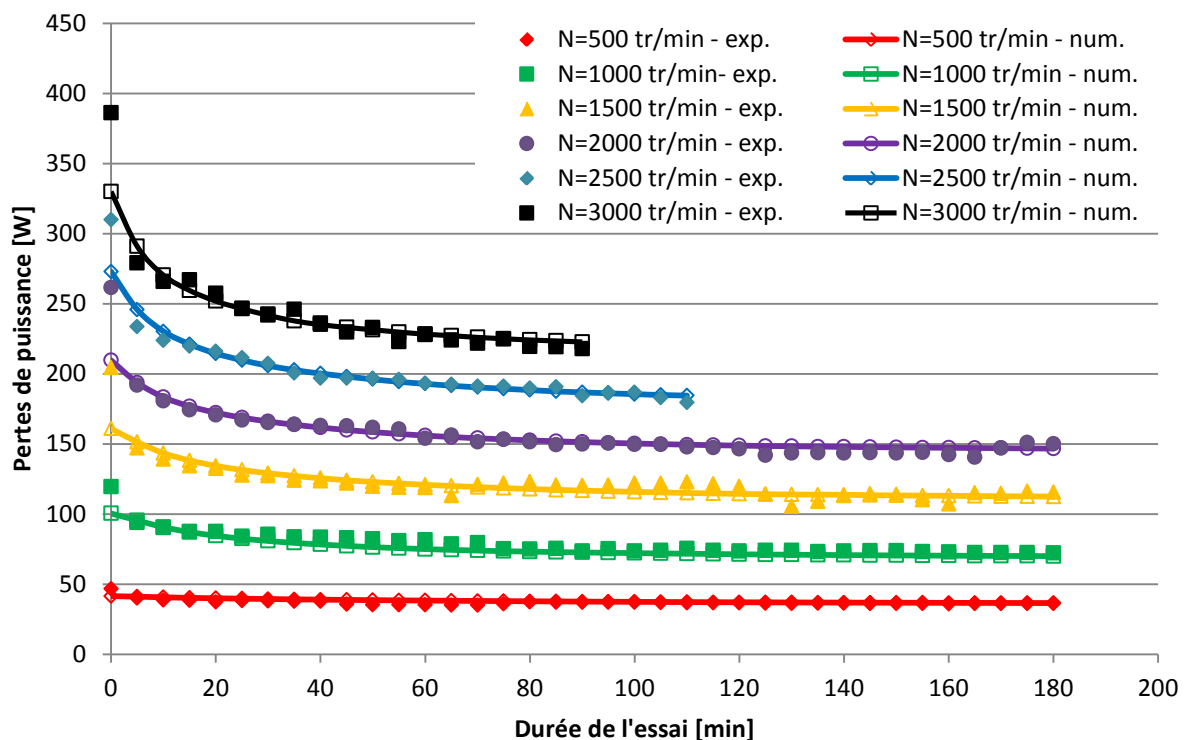


Figure IV.2 - Comparaison entre les pertes sur l'arbre moteur mesurées et calculées

La Figure IV.2 montre que le modèle proposé estime précisément les pertes de puissance produites par les deux roulements du boîtier à roulements 2, les deux roulements supportant le porte-satellite et les quatre joints à lèvres. Les formulations proposées semblent donc adaptées et permettront d'isoler les pertes dissipées dans la chambre d'injection.

IV.3. PERTES PAR VENTILATION DU PORTE-SATELLITE [97]

Comme expliqué dans le Chapitre I, très peu d'études se sont intéressées à l'estimation des pertes de puissance dissipées par la rotation d'un porte-satellite (sans satellite) dans un train épicycloïdal. Cette partie vise à quantifier expérimentalement ces dissipations de puissance et à construire un modèle pour les estimer numériquement. Deux cas distincts sont analysés : la ventilation du porte-satellite dans l'air et la ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant.

IV.3.a. Ventilation du porte-satellite dans l'air

Aucun débit d'huile n'étant injecté dans le réducteur, afin de ne pas dégrader les joints à lèvre, ces derniers ont été retirés pour les mesures. Le protocole expérimental consiste à réaliser des mesures en balayant une gamme de vitesse allant de 500 à 6000 tr/min, par palier de 500 tr/min et en mesurant à chaque palier de vitesse, les pertes de puissance générées par la rotation du porte-satellite ainsi que les températures des roulements. Les pertes générées uniquement par la ventilation du porte-satellite peuvent être isolées en soustrayant aux pertes mesurées expérimentalement la puissance produite par les deux roulements du porte-satellite, estimée à l'aide du modèle présenté dans la partie précédente (en prenant uniquement en compte la partie concernant les roulements, les joints étant retirés).

Les pertes par ventilation mesurées lorsque le porte-satellite tourne dans l'air sont présentées dans la Figure IV.3. Afin de tester leur répétabilité, le protocole expérimental a été réalisé deux fois. Il est constaté que la répétabilité est correcte et que les deux mesures donnent la même tendance.

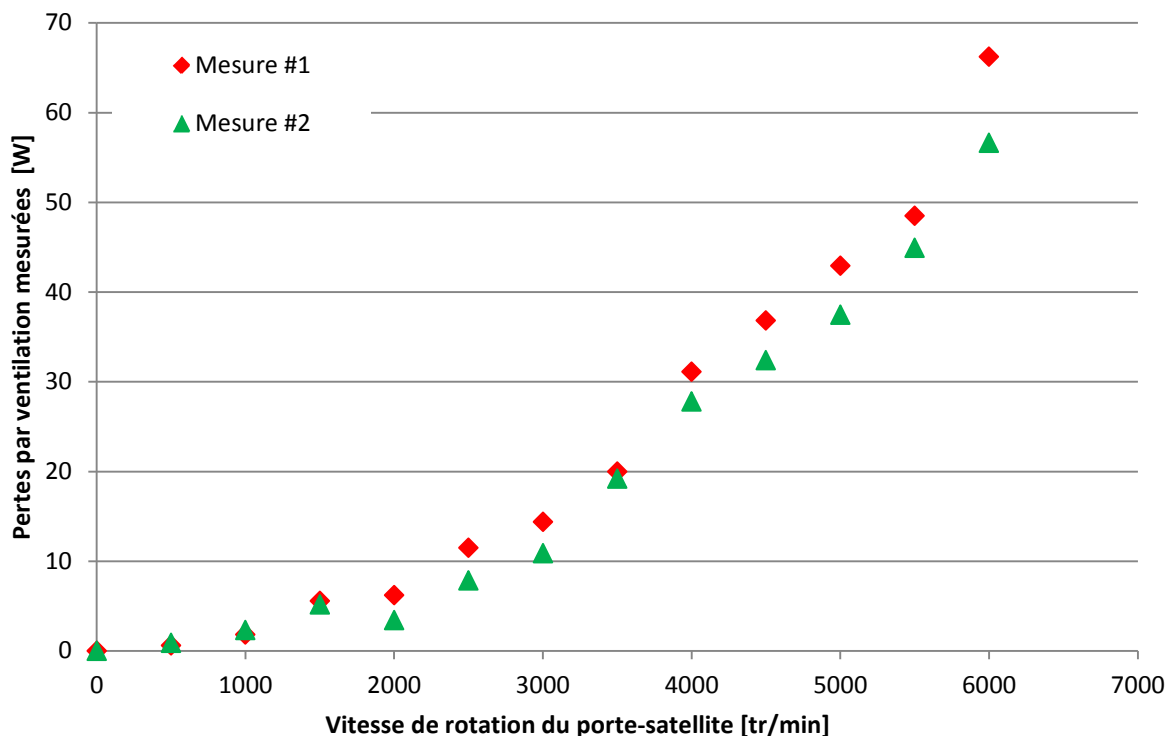


Figure IV.3 - Pertes par ventilation du porte-satellite dans l'air

Afin de modéliser ce poste de perte de puissance, le porte-satellite a été considéré en première approche comme un disque en rotation. En appliquant le modèle de ventilation développée par Diab [23] (présenté au Chapitre I) pour quantifier la puissance produite par la rotation d'un disque, il apparaît que les pertes obtenues numériquement sont très nettement inférieures à celles mesurées expérimentalement, (cf. Figure IV.5). La trainée aérodynamique générée par le porte-satellite ne semble pas être due simplement au cisaillement de l'air sur la périphérie et les flancs du disque, des phénomènes supplémentaires sont à prendre en compte. En effet, la matière placée entre deux évidements du porte-satellite (cerclée de rouge sur la Figure IV.4) perturbe l'écoulement de l'air autour du porte-satellite. Ces obstacles sont susceptibles de générer une trainée aérodynamique de pression, en supplément de la trainée de cisaillement. Pour tenir compte de ces phénomènes, les obstacles sont modélisés comme des cubes placés dans un écoulement d'air.

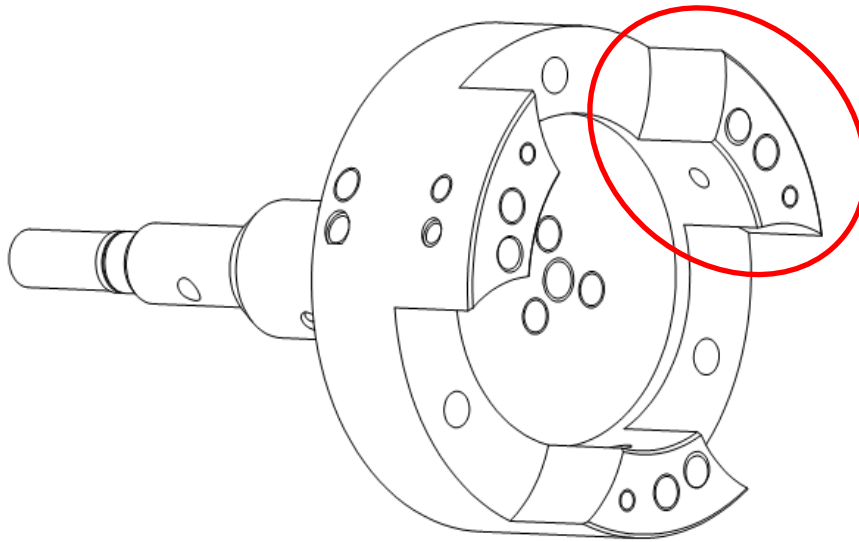


Figure IV.4 - Les obstacles modélisés comme des cubes

D'après [98], la puissance dissipée par la trainée d'un cube placé dans un écoulement d'air \mathcal{P}_{drag} peut être estimée à l'aide de l'expression suivante :

$$\mathcal{P}_{drag} = \frac{1}{2} C_x \rho S_m V^3 \quad (IV.2)$$

Avec :

- ✓ C_x le coefficient de trainée du cube, égal à 1,5 [99] [-]
- ✓ ρ la masse volumique de l'air [kg/m³]
- ✓ S_m le maître couple du cube [m²]
- ✓ V la vitesse de l'écoulement qui percute l'obstacle [m/s]

Chacun des obstacles étant situé dans le sillage du cube le précédant, la vitesse de l'écoulement qui les percute n'est pas simplement égale à la vitesse orthoradiale à la périphérie du porte-satellite. Pour avoir une approximation de la vitesse de l'air qui percute la surface frontale de

chacun des obstacles, les travaux de Marchesse et Totaro sur la modélisation numérique de l'écoulement de l'air autour d'un cube posé sur une plaque horizontale sont utilisés [99]. En analysant la distribution de vitesse en aval du cube, à une distance correspondant à l'écart entre chaque obstacle du porte-satellite, il est constaté qu'à cette abscisse la vitesse de l'air est en moyenne 83 % inférieure à la vitesse de l'air en amont du cube. Ainsi, pour le calcul des pertes par trainée des obstacles du porte-satellite de l'équation (IV.2), la vitesse de l'écoulement est réduite de 83 % par rapport à la vitesse orthoradiale du porte-satellite. On notera que ce pourcentage est sans aucun doute fonction de la vitesse en aval du cube et donc de la vitesse de rotation du porte-satellite. Pour des questions de simplicité, ce pourcentage est pris identique pour toutes les vitesses de rotation du porte-satellite.

En sommant les pertes produites par le porte-satellite modélisé comme un disque (modèle de Diab [23] présenté au Chapitre I) et les pertes produites par les trois obstacles considérés comme des cubes, les résultats numériques obtenus pour modéliser les pertes par ventilation du porte-satellite sont présentés sur la Figure IV.5.

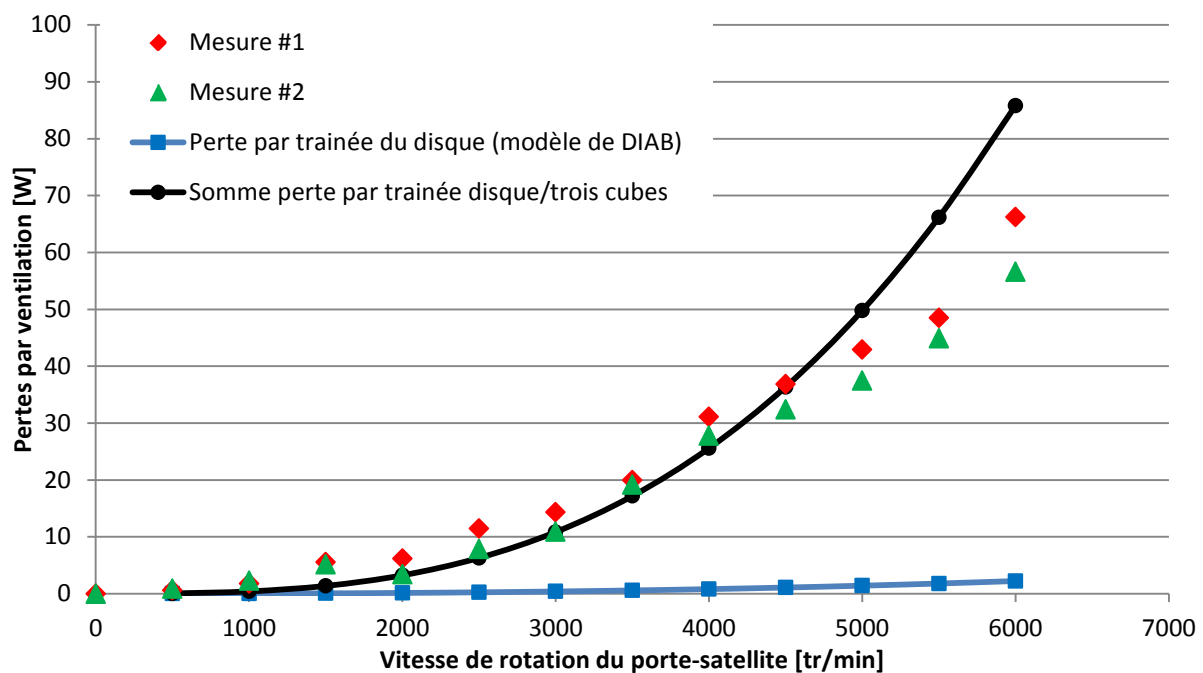


Figure IV.5 - Comparaison entre les pertes par ventilation mesurées et les résultats obtenus en sommant les pertes issues du modèle de Diab et du modèle des trois cubes successifs

La Figure IV.5 montre qu'en sommant ces deux contributions, les résultats obtenus sont relativement satisfaisants. Il apparaît que la tendance n'est pas tout à fait respectée mais que l'ordre de grandeur est conservé. On retiendra que les pertes par ventilation du porte-satellite sont faibles puisque seulement 60 W sont produits à 6000 tr/min alors qu'à cette vitesse de rotation les roulements du boîtier et supportant le porte-satellite dissipent environ 100 W de puissance. Il semble donc inutile d'approfondir d'avantage l'étude afin d'améliorer la corrélation entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux (en réajustant le pourcentage de 83% pour chaque vitesse de rotation par exemple) puisque ce poste de pertes de puissance semble très

nettement minoritaire vis-à-vis des autres pertes de puissance produites par le réducteur complet. D'autre part, lors des essais en réducteur complet, les satellites vont boucher partiellement les évidements entre chaque obstacle. Cela risque de modifier les écoulements et de limiter la trainée de pression générée par les surfaces frontales à l'écoulement, qui est la contribution principale des pertes par ventilation. De plus, en comblant les encoches, la forme du porte-satellite tend vers la géométrie d'un disque, or il a été montré que la ventilation d'une telle forme géométrique était faible (cf. Figure IV.5). Ces arguments tendent à affirmer que la ventilation du porte-satellite dans l'air en réducteur complet sera de second ordre.

IV.3.b. Ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant

Dans un premier temps, les mesures et le modèle qui a été construit seront présentés. Il sera ensuite montré que des mesures de température durant les essais de ventilation avec injection de lubrifiant permettent de valider définitivement le réseau thermique décrit dans le Chapitre III.

IV.3.b.i. Construction du modèle numérique

Les mesures de ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant sont réalisées en effectuant un balayage en vitesse de 500 à 6000 tr/min par pas de 500 tr/min. Afin d'analyser l'influence du débit injecté sur les pertes dissipées, ce balayage en vitesse est réalisé pour trois débits d'injection d'huile différents, les débits sur les deux circuits étant identiques : 2 x 1 l/min, 2 x 2 l/min et 2 x 3 l/min. Les pertes par ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant sont mesurées à chaque palier de vitesse.

En retranchant les pertes produites par les roulements et les joints de l'arbre moteur (calculées avec le modèle présenté précédemment) aux pertes globales mesurées, les pertes par ventilation du porte-satellite avec injection d'huile peuvent être isolées. La Figure IV.6 présente l'évolution des pertes par ventilation mesurées sans et avec injection d'huile en fonction de la vitesse de rotation du porte-satellite pour les trois débits d'injection testés. Il apparaît que l'injection du lubrifiant a un impact considérable sur les pertes de puissance produites. En effet, le fait d'injecter un débit total de 6 l/min augmente la puissance dissipée d'un facteur sept environ par rapport à la puissance générée sans injection de lubrifiant.

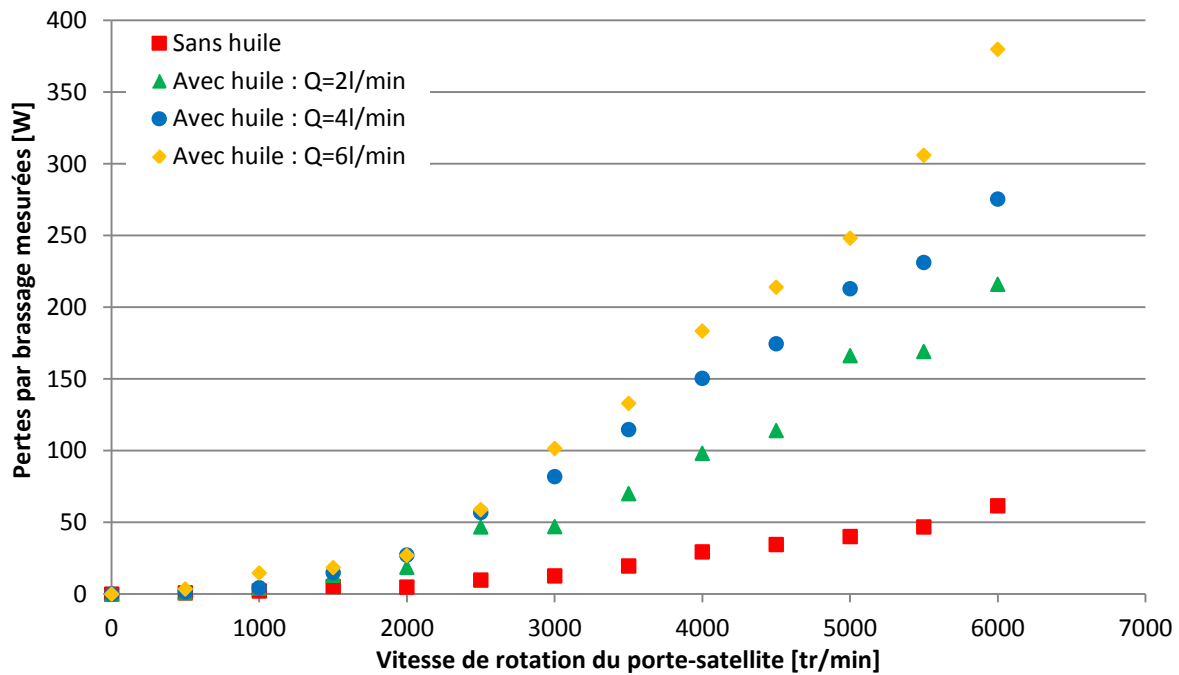


Figure IV.6 – Comparaison des pertes par ventilation du porte-satellite mesurées avec et sans injection de lubrifiant

Afin de modéliser les pertes par ventilation avec injection de lubrifiant, le modèle développé dans la partie précédente (modèle « disque + trois cubes ») est appliqué en première approximation. On fera l'hypothèse que l'huile injectée est pulvérisée en fine gouttelettes pour former un brouillard d'huile et que la masse volumique ainsi que la viscosité du fluide est fonction du pourcentage d'huile dans l'air. La comparaison entre les résultats numériques obtenus à l'aide de ce modèle avec un pourcentage d'huile dans l'air égal à 1 % et les pertes par ventilation mesurées avec un débit d'huile injectée dans le réducteur de 2 x 2 l/min est présentée dans la Figure IV.7. On notera que la proportion d'huile dans l'air choisie respecte l'ordre de grandeur que préconise Dawson [40] concernant la ventilation des engrenages dans un carter avec lubrification par injection d'huile.

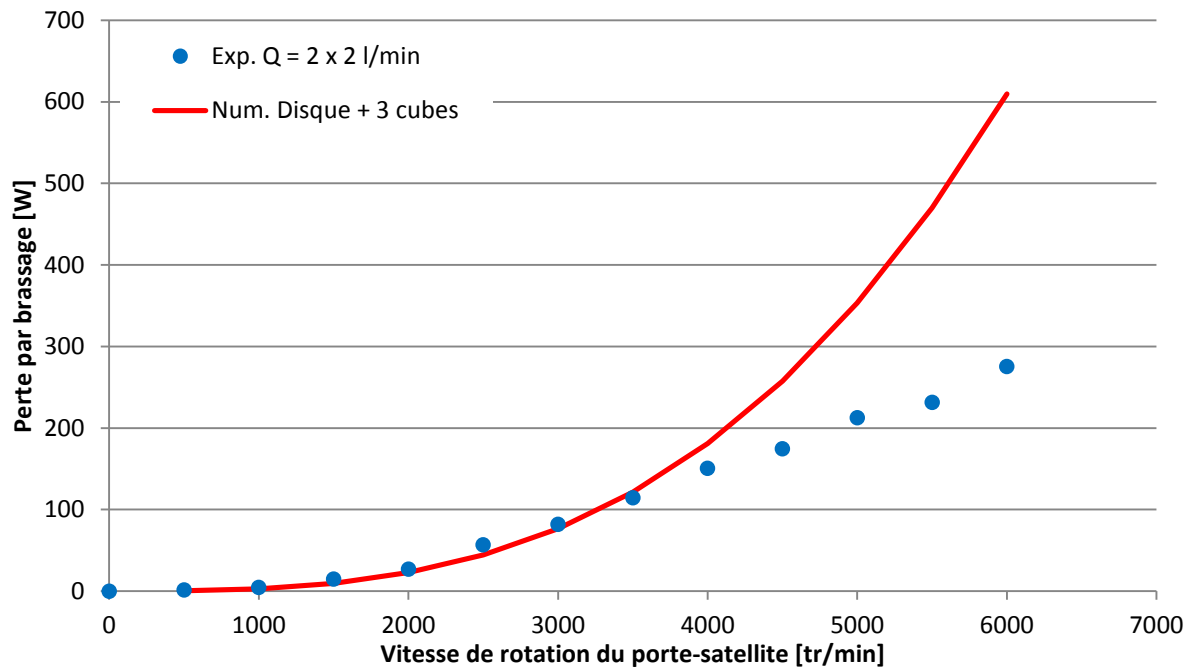


Figure IV.7 – Comparaison des mesures expérimentales et des résultats numériques issus du modèle «disque + trois cubes » avec un pourcentage d’huile dans l’air de 1 %

La Figure IV.7 montre clairement que les tendances des courbes expérimentale et numérique sont différentes. Il apparaît que les pertes modélisées avec le modèle « disque/trois cubes » évoluent au cube de la vitesse de rotation alors que les mesures expérimentales ont tendance à croître au carré de la vitesse de rotation du porte-satellite. Les pertes de puissance en jeu étant plus importantes que dans le cas de la ventilation du porte-satellite dans l’air, il semble nécessaire de bâtir un modèle plus précis.

En analysant les phénomènes physiques mis en jeu, il apparaît que l’huile est mise en mouvement par la rotation du porte-satellite et qu’elle reçoit une quantité d’énergie par transmission de quantité de mouvement (tel que expliqué dans le Chapitre I). Cette énergie étant fournie par le porte-satellite, elle contribue aux pertes de puissance mesurées lors de ces essais de ventilation avec injection de lubrifiant. De plus, il est constaté visuellement durant les mesures qu’un film d’huile se forme entre la périphérie du porte-satellite et la couronne (cf. Figure IV.8). Les pertes de puissance mesurées semblent donc également générées par le cisaillement de ce film d’huile. C’est pourquoi en seconde approximation, ces pertes de puissance sont modélisées avec le théorème d’Euler [100] pour l’aspect puissance dissipée par transmission de quantité de mouvement et avec une formulation issue des travaux de Couette [100] pour l’aspect perte par cisaillement de film d’huile.

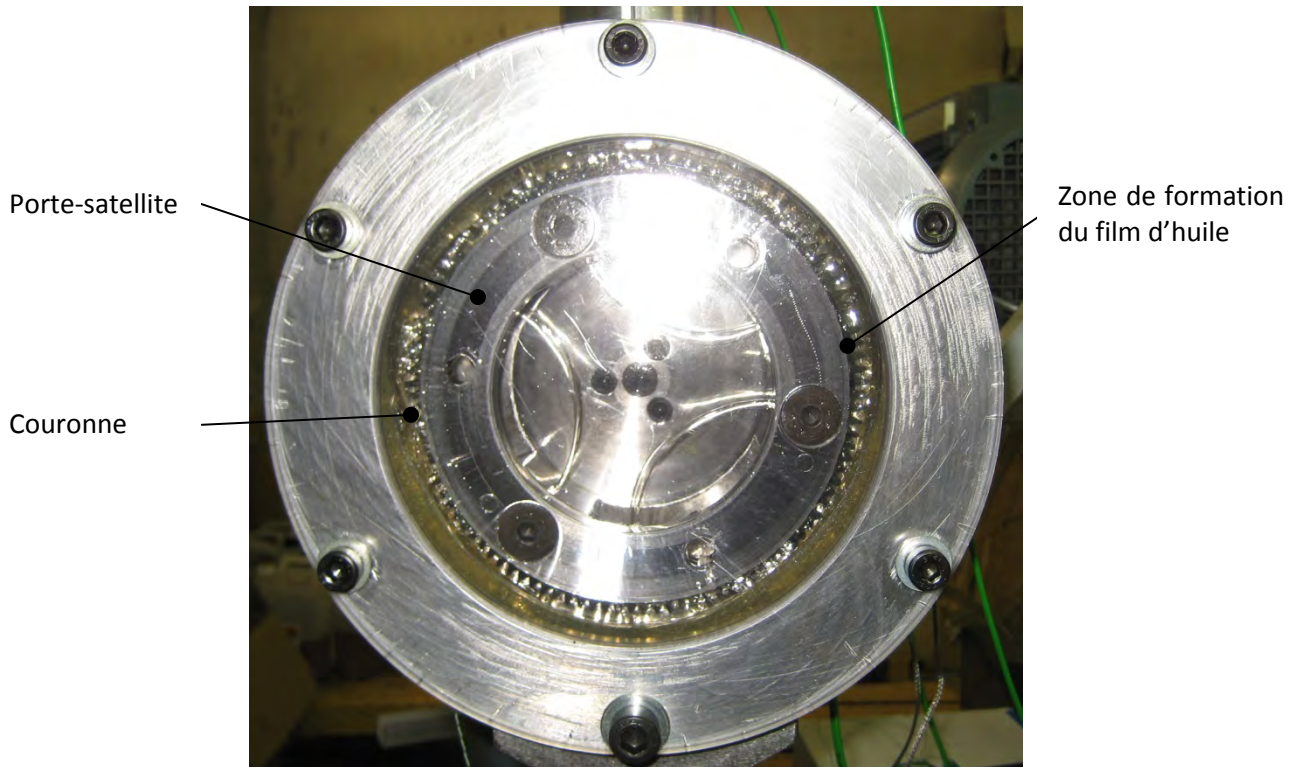


Figure IV.8 – Formation du film d'huile dans le réducteur

Modèle de perte par transmission de quantité de mouvement - Théorème d'Euler [100] :

Les pertes par transmission de quantité de mouvement à l'huile \mathcal{P}_{qdm} sont calculées avec la formulation suivante (équivalente à celle donnée dans le Chapitre I) :

$$\mathcal{P}_{qdm} = Q_{m\text{ huile}} R (V_{t\text{ mobile}} \mp V_{t\text{ huile}}) \omega \quad (\text{IV.3})$$

Avec :

- ✓ $Q_{m\text{ huile}}$ le débit massique d'huile injecté [kg/s]
- ✓ R le rayon du mobile percuté par le jet d'huile [m]
- ✓ $V_{t\text{ mobile}}$ la vitesse tangentielle du mobile [m/s]
- ✓ $V_{t\text{ huile}}$ la composante tangentielle de la vitesse d'injection du lubrifiant [m/s]
- ✓ ω la vitesse de rotation du mobile percuté par l'huile [rad/s]

Modèle de perte par cisaillement d'un film d'huile - Ecoulement de Couette [100] :

Soit, l'ensemble rotor/stator suivant :

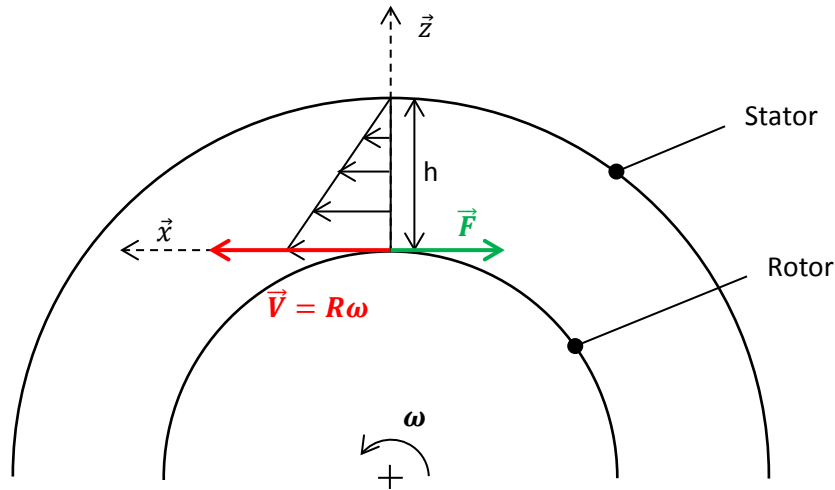


Figure IV.9 – Cisaillement du film d’huile entre un rotor et un stator

En s’inspirant des travaux de Couette [100], la force de cisaillement \vec{F} par unité de surface est proportionnelle au gradient de vitesse dans la hauteur de l’écoulement (Figure IV.9) :

$$\frac{\vec{F}}{S_c} = -\mu \frac{dv(z)}{dz} \vec{x} \quad (\text{IV.4})$$

Avec :

- ✓ S_c la surface sur laquelle a lieu le cisaillement d’huile [m²]
- ✓ μ la viscosité dynamique de l’huile injectée [Pa s]
- ✓ $v(z)$ la vitesse des particules fluide à la hauteur z dans le film d’huile [m/s]

La distance h entre les deux cylindres étant petite, on en déduit alors l’expression de la force de cisaillement F :

$$F = \mu S_c \frac{R \omega}{h} \quad (\text{IV.5})$$

Avec :

- ✓ h la hauteur du film d’huile cisailé [m]
- ✓ R le rayon du rotor [m]
- ✓ ω la vitesse de rotation du rotor [rad/s]

D’où l’expression de la perte de puissance par cisaillement \mathcal{P}_C :

$$\mathcal{P}_C = \frac{\mu S_c}{h} (R \omega)^2 \quad (\text{IV.6})$$

On notera que cette dernière expression est valable lorsque le régime de l’écoulement est laminaire.

En appliquant les formules précédentes dans les conditions opératoires des essais, les pertes de puissance calculées pour les trois débits sont comparées aux résultats expérimentaux dans la Figure IV.10. Il est noté que les résultats numériques sont obtenus en sommant les pertes issues des

modèles de Couette et d'Euler ainsi que les pertes calculées avec le modèle de ventilation du porte-satellite dans l'air (en prenant un pourcentage d'huile dans l'air nul, ce qui est préconisé par Diab [23]).

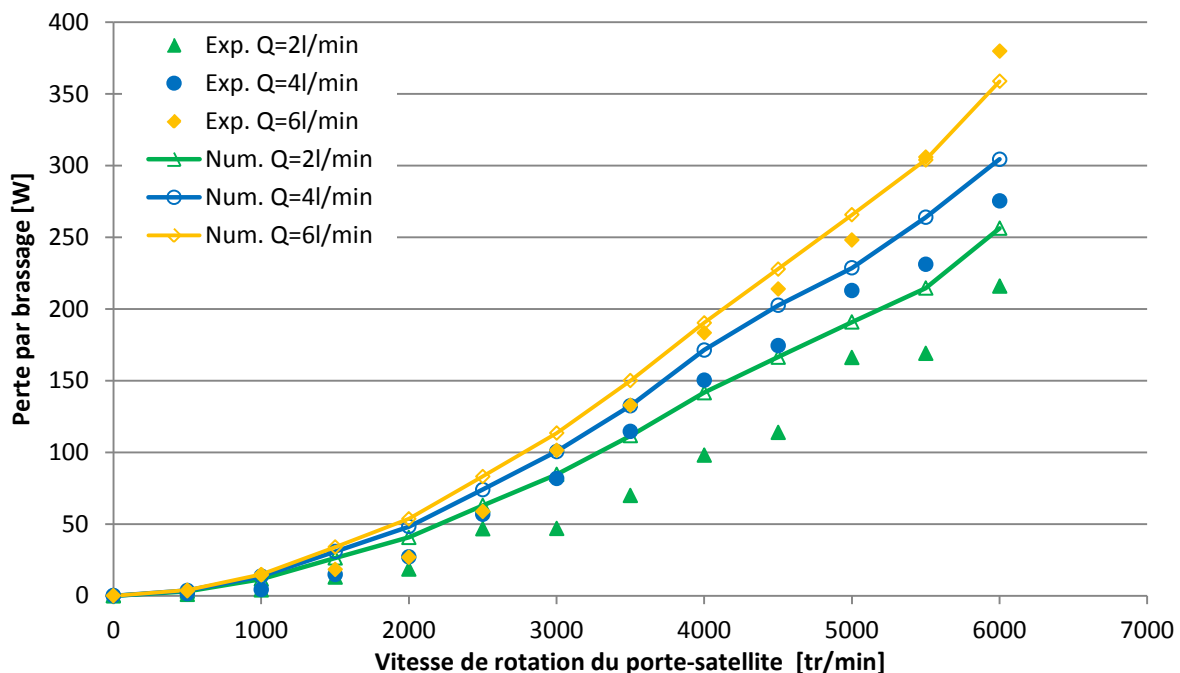


Figure IV.10 – Comparaison entre les pertes par ventilation avec injection d'huile mesurées et calculées avec le modèle Couette et Euler

La Figure IV.10 montre que le modèle développé à partir du théorème d'Euler et de la formulation de Couette donne des résultats en bon accord avec les mesures expérimentales. En effet, il apparaît que les tendances sont bien respectées. On notera tout de même que pour les cas où le débit injecté est de 2 x 1 l/min ou 2 x 2 l/min, le modèle surestime les pertes produites (de 50 W et 25 W environ respectivement). Cela est expliqué par le fait que pour les trois débits présentés, le rapport $\frac{S}{h}$ de l'équation (IV.6), qui lie la surface de cisaillement à la hauteur du film d'huile, est pris constant alors que le film d'huile réellement cisailé dépend sans aucun doute du débit injecté dans le système. En effet, il semble cohérent que la surface sur laquelle a lieu le cisaillement soit plus ou moins importante suivant la quantité d'huile qui est injectée dans le réducteur. De même, suivant le débit injecté, il se peut que le film d'huile ne se forme pas toujours exactement au même endroit (par exemple, plus entre la couronne et le porte-satellite mais plutôt entre le carter de la couronne et le porte-satellite), ce qui a une influence directe sur la hauteur de film d'huile. En jouant sur ce rapport, la modélisation pourrait encore être plus fine et en meilleure accord avec les mesures.

Afin de vérifier la sensibilité du modèle vis-à-vis de la viscosité, l'essai avec un débit d'huile injecté égal à 4 l/min est réalisé une nouvelle fois avec de l'huile dont la température est supérieure à l'essai présenté précédemment. Les résultats présentés dans la Figure IV.11 montrent que l'effet de la viscosité de l'huile sur les pertes de puissance est bien pris en compte dans le modèle numérique ce qui confirme la validité du modèle développé.

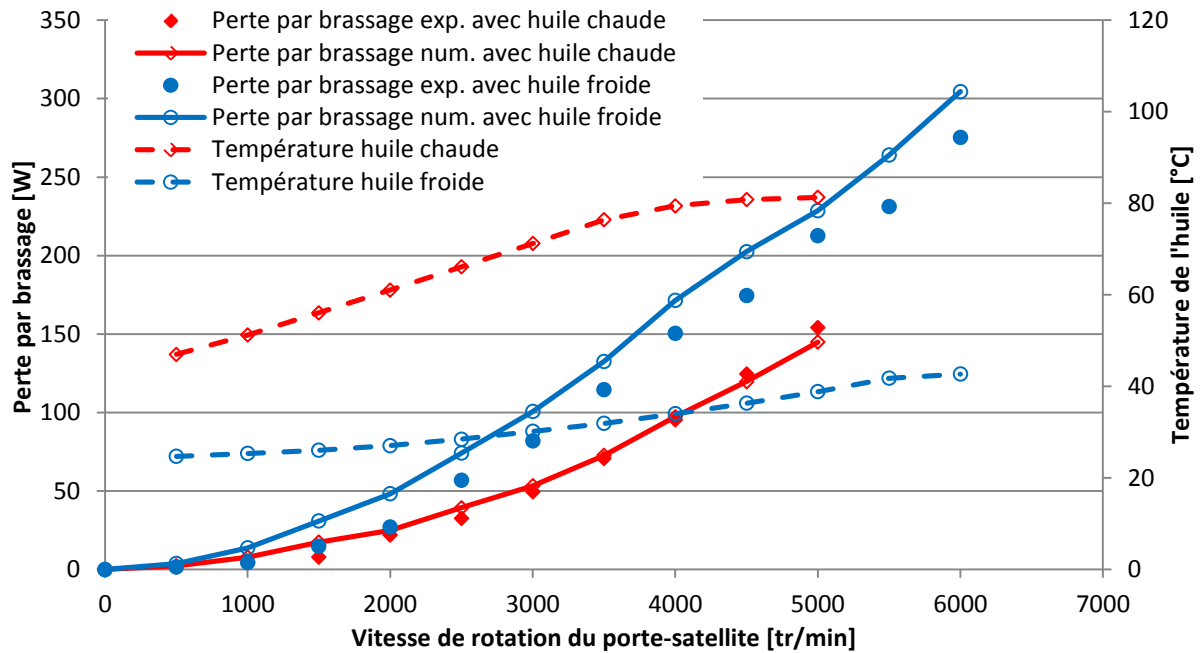


Figure IV.11 – Comparaison entre les pertes de puissance mesurées et calculées pour les essais avec l'huile plus chaude et l'huile plus froide

En outre, il est noté qu'en appliquant le modèle « disque + trois cubes » avec un pourcentage d'huile dans l'air de 1 %, l'écart calculé entre les pertes par ventilation avec l'huile plus chaude et l'huile plus froide à la vitesse de rotation de 5000 tr/min est de seulement 5 W au lieu des 60 W mesurés expérimentalement et obtenus numériquement avec le modèle basé sur les formulations de Couette et d'Euler. Ce qui confirme que les pertes par ventilation du porte-satellite avec injection de lubrifiant ne sont pas dues à de la ventilation à proprement parler mais plutôt à des phénomènes autres, tels que le cisaillement de film d'huile et de transmission de quantité de mouvement. La Figure IV.12, qui présente la répartition des pertes de puissance lors d'un essai de ventilation avec injection de lubrifiant, pour une vitesse de rotation fixée à 6000 tr/min et un débit d'huile injecté égal à 2×3 l/min, montre clairement que les pertes de puissance par ventilation du porte-satellite sont minoritaires.

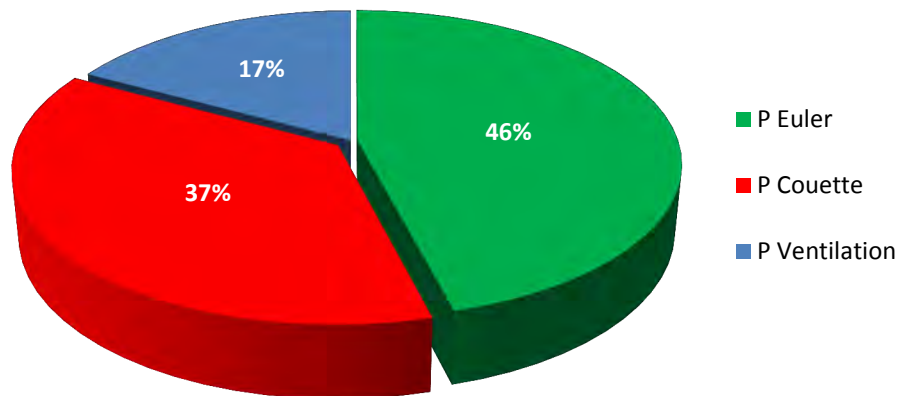


Figure IV.12 – Répartition des pertes de puissance lors de l'essai de ventilation avec injection de lubrifiant pour une vitesse de rotation fixée à 6000 tr/min et un débit d'injection égal à 2 x 3 l/min

IV.3.b.ii. Validation du réseau thermique en fonctionnement

Maintenant qu'un modèle permettant d'estimer numériquement les pertes par brassage du porte-satellite a été construit et validé, l'interconnexion entre les différentes sources de chaleur dans le réducteur (via le réseau thermique présenté dans le Chapitre III) peut être validée. Pour cela, des mesures de température de différents éléments du réducteur d'essai sont réalisées durant des essais de ventilation du porte-satellite avec injection d'huile. Afin de mesurer des élévations de température continues au cours du temps, le protocole qui a été adopté pour ces manipulations est différent de celui présenté dans la partie précédente. Il consiste à mesurer les pertes de puissance produites par la rotation du porte-satellite de manière continue à vitesse de rotation constante, pour un débit de lubrifiant injecté fixe, en balayant une large gamme de température d'huile.

Le réducteur étant en fonctionnement, les pertes de puissance produites sont quantifiées avec le modèle basé sur les formulations de Couette et Euler et sont injectées en différents nœuds du réseau thermique. Les pertes produites par les roulements supportant le porte-satellite sont injectées respectivement aux nœuds #9 et #10 du réseau (Figure III.8), les puissances dissipées par les joints à lèvres sont injectées aux nœuds #15 et #16 (Figure III.8) et les pertes produites par cisaillement et transmission de quantité de mouvement sont injectées au niveau du nœud #2 (Figure III.8). On notera que pour ces essais le porte-satellite étant monté seul, les éléments qui ont été ôtés pour les essais (le solaire et les satellites) sont retirés du réseau thermique.

La Figure IV.13 présente les évolutions de température calculées et mesurées sur les bagues extérieures des roulements, sur le carter ou sur la couronne ainsi l'évolution de la température de l'huile injectée. Cet essai a été réalisé à une vitesse de rotation du porte-satellite de 3000 tr/min, en injectant 2 l/min d'huile dans chacun des deux circuits.

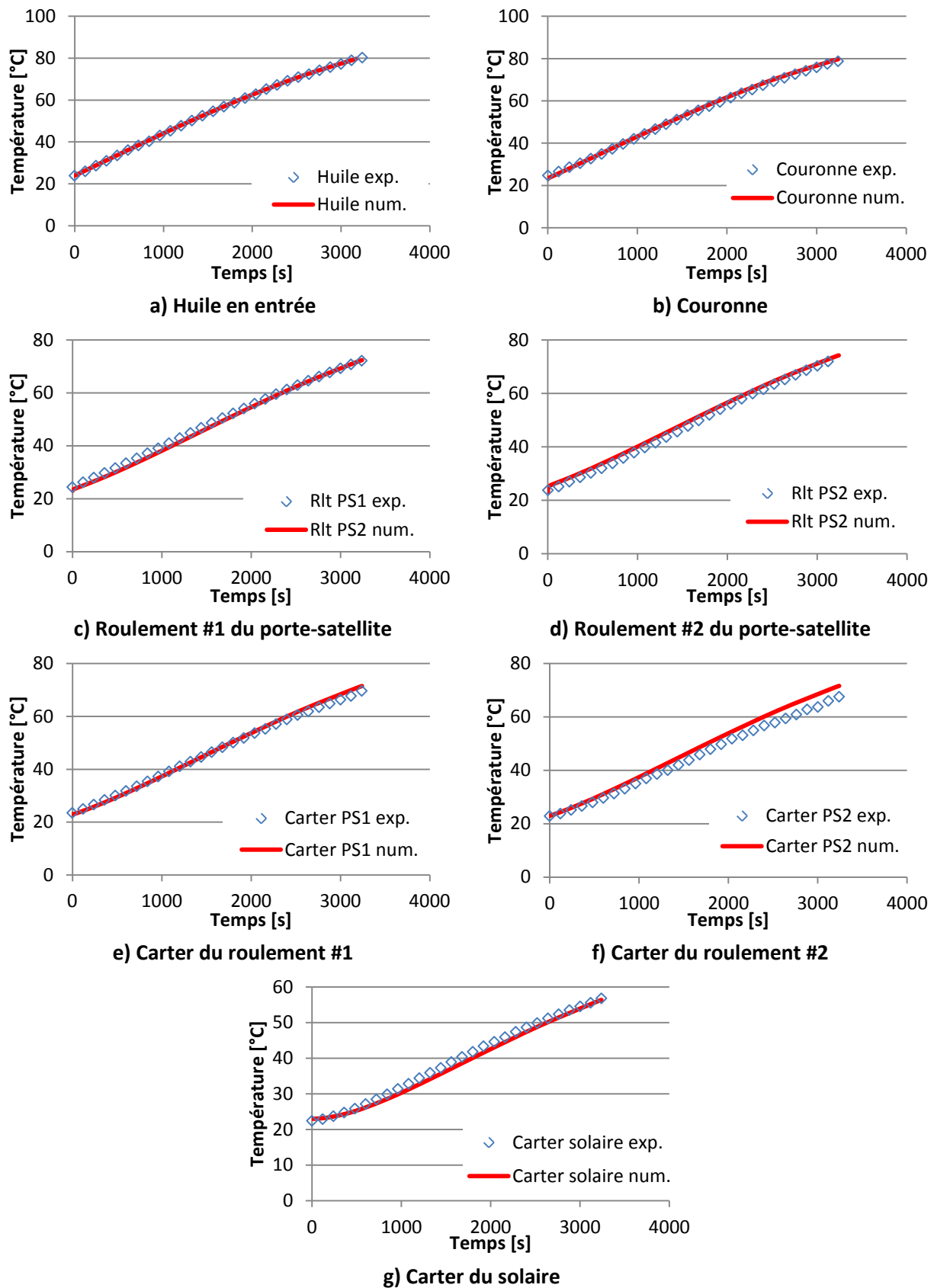


Figure IV.13– Comparaison entre les évolutions de température calculées et mesurées lors d'un essai de caractérisation des pertes générées par le porte-satellite avec injection de lubrifiant

Il apparaît que les évolutions de température calculées sont en bon accord avec les mesures. L'interconnexion entre les sources de chaleur dans le réducteur semble donc bien prise en compte dans le réseau thermique. Ce dernier est maintenant prêt pour appliquer la méthode thermomécanique afin d'étudier la répartition des pertes de puissance dans le réducteur complet en fonctionnement.

IV.4. REPARTITION DES PERTES DE PUISSANCE DANS LE REDUCTEUR D'ESSAI

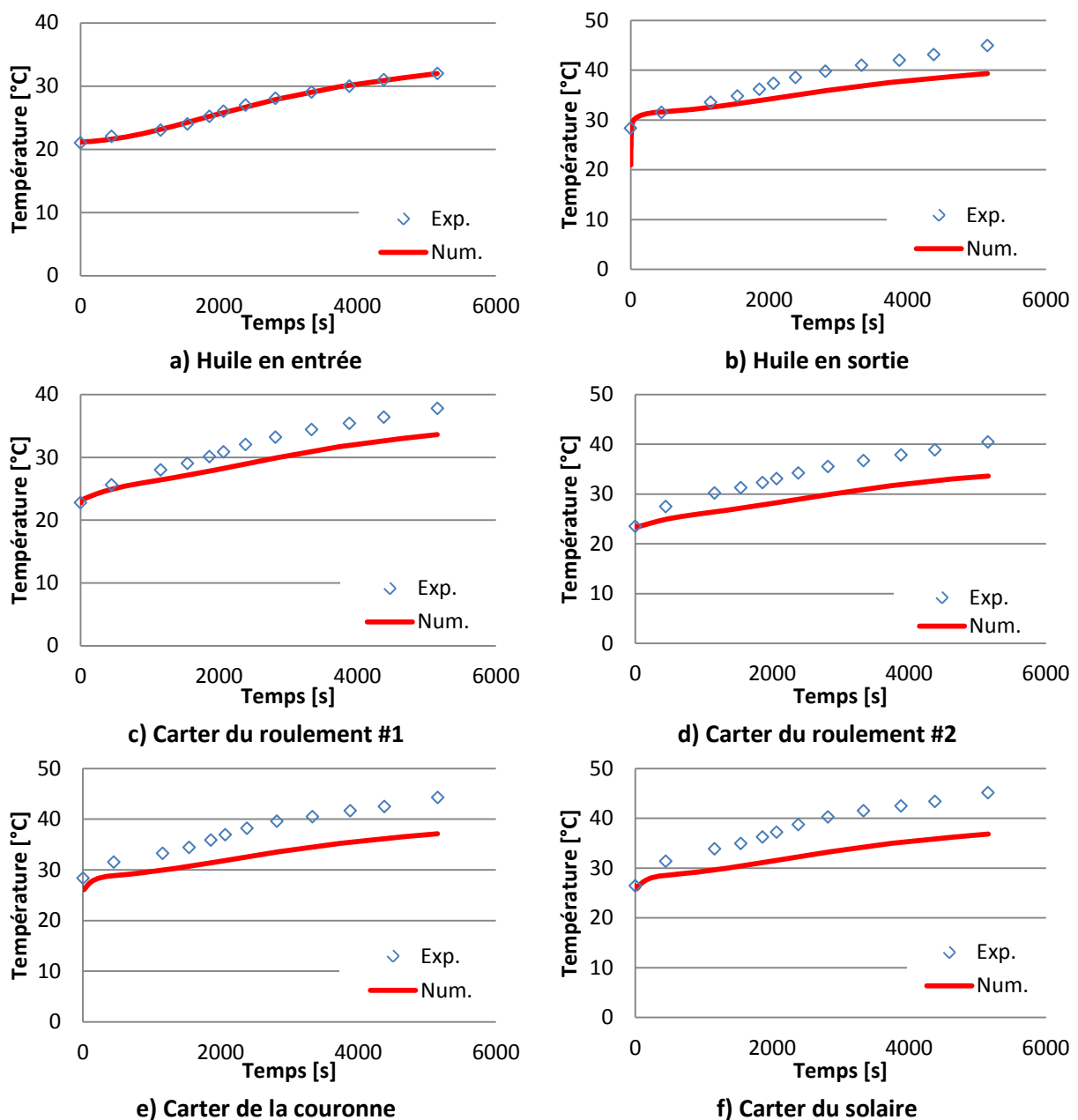
Les pertes de puissance produites par le réducteur complet ainsi que les évolutions de température des différents éléments ont été mesurées pour une large gamme de conditions opératoires. La plage de vitesse de rotation du porte-satellite varie de 500 à 3000 tr/min, des vitesses supérieures n'étant pas atteignables du fait de la puissance limitée du moteur électrique. Dans un premier temps, les essais sont réalisés à iso-débit sur les deux circuits, soit 2 x 1 l/min, 2 x 2 l/min et 2 x 3 l/min. Toutes les mesures en réducteur complet sont effectuées en balayant une plage de température de l'huile injectée allant de 20°C à 80°C, pour chaque vitesse de rotation et chaque débit d'injection. Les évolutions des pertes de puissance totales produites par le banc d'essai en fonction de la température d'huile pour chacune des conditions opératoires sont présentées dans les Figure IV.19, Figure IV.20 et Figure V.21.

Du fait qu'aucun consensus dans la littérature ne montre clairement qu'un poste est prédominant par rapport à un autre (cf. Chapitre I), dans un premier temps, l'application de la méthode couplant l'aspect perte de puissance à l'aspect thermique permet de vérifier si l'un des postes de perte de puissance est majoritaire dans la chambre d'injection. Pour cela, cinq hypothèses sont simulées avec le modèle thermique et les évolutions de température au cours du temps obtenus numériquement sont comparées aux mesures expérimentales.

- **Hypothèse #1** : Toute la puissance est dissipée par la ventilation des mobiles (porte-satellite et dentures). Cela est traduit dans le modèle thermique par l'injection de toute la puissance dissipée (autre que les pertes sur l'arbre moteur) au nœud #4 du réseau thermique (Figure III.8).
- **Hypothèse #2** : Toutes les pertes sont générées par le piégeage au niveau des contacts solaire/satellites. Cela est traduit dans le modèle thermique par l'injection de toute la puissance dissipée (autre que les pertes sur l'arbre moteur) au nœud #33 du réseau thermique (Figure III.8).
- **Hypothèse #3** : Toutes les pertes sont produites par le piégeage au niveau des contacts satellites/couronne. Cela est traduit dans le modèle thermique par l'injection de toute la puissance dissipée (autre que les pertes sur l'arbre moteur) au nœud #34 du réseau thermique (Figure III.8).
- **Hypothèse #4** : Les pertes sont produites à 50% par le piégeage au niveau des contacts solaire/satellites et à 50% par le piégeage au niveau des contacts satellites/couronne. Cela est traduit dans le modèle thermique par l'injection de la moitié de la puissance dissipée (autre que les pertes sur l'arbre moteur) au nœud #33 et de la seconde moitié au nœud #34 du réseau thermique (Figure III.8).

- **Hypothèse #5** : Toutes les pertes sont dissipées par les douilles des satellites. Cela est traduit dans le modèle thermique par l'injection du tiers de toute la puissance dissipée (autre que les pertes sur l'arbre moteur) en chacun des nœuds #12, #13 et #14 du réseau thermique (Figure III.8).

Afin de vérifier la validité de l'hypothèse #1, des essais avec des débits très faibles (inférieurs à 0,5 l/min sur les deux circuits) ont été réalisés. Ces conditions opératoires permettent de limiter au maximum les pertes liées à l'huile et de laisser une part plus importante aux pertes par ventilation du porte-satellite dans les pertes totales produites par la transmission. La Figure IV.14 présente la comparaison entre les évolutions de température mesurées et calculées avec le réseau thermique, pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min et des débits de 0,5 l/min sur chacun des deux circuits.



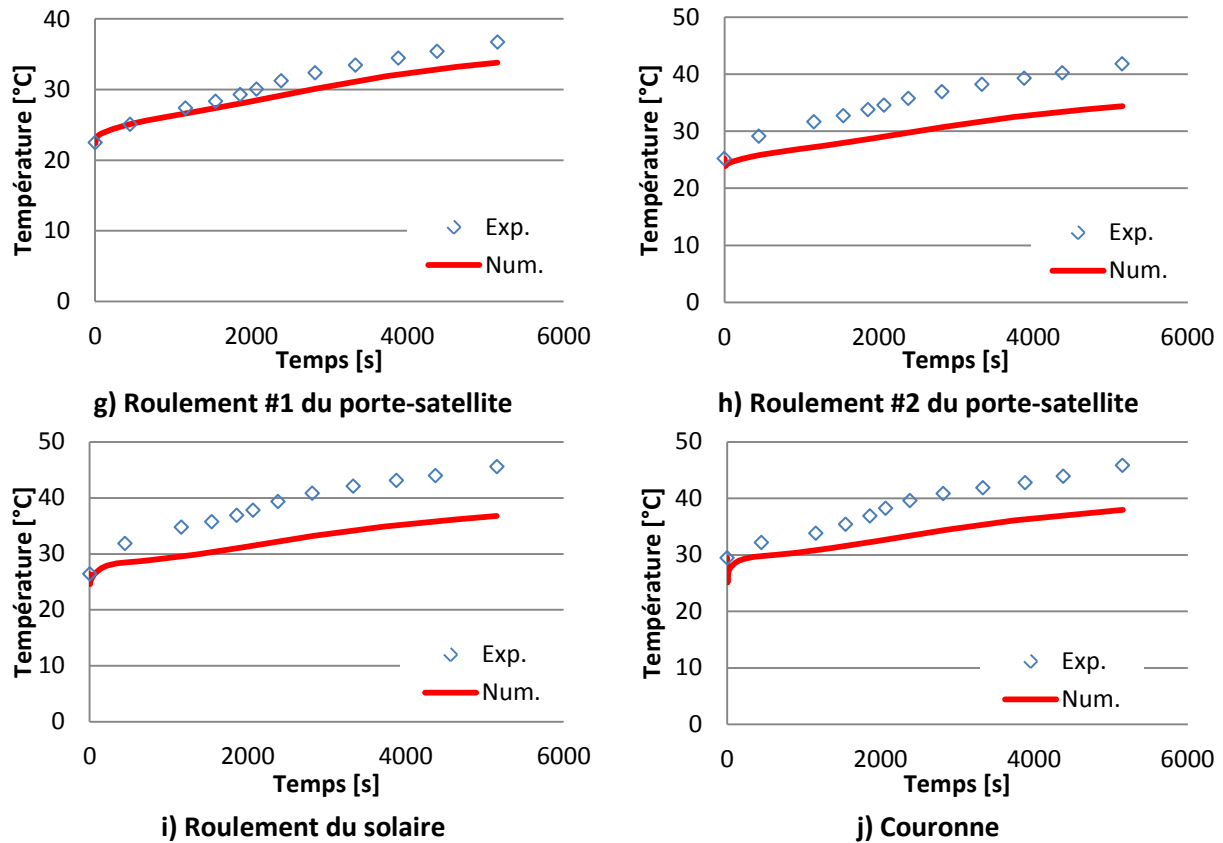
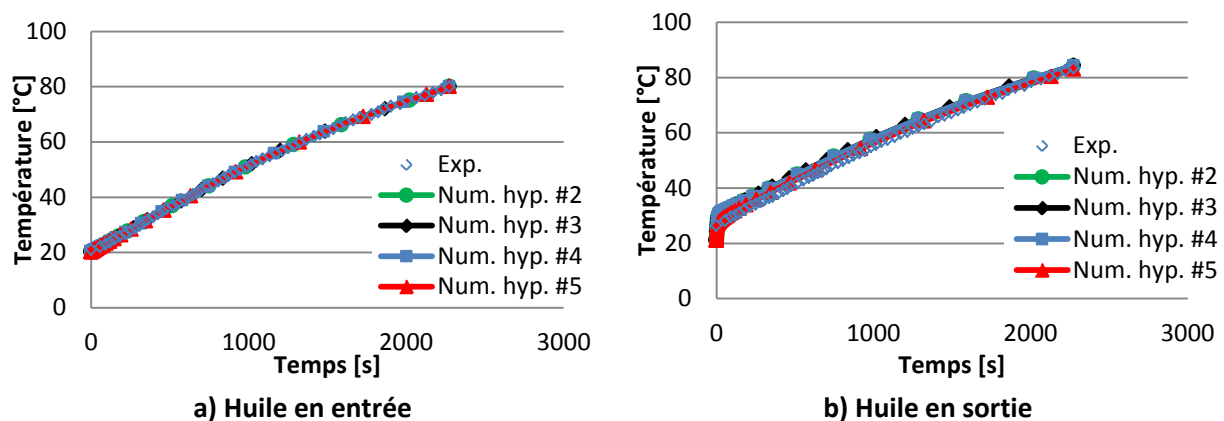


Figure IV.14 - Evolutions de température des différents éléments du réducteur d'essai – Comparaison entre mesures expérimentales et résultats issus du modèle thermique pour l'hypothèse #1

Il apparaît que les températures mesurées atteignent des valeurs plus importantes que celles estimées avec le modèle numérique, ce qui signifie que les pertes de puissance produites par la transmission ne sont pas dues uniquement à la ventilation du porte-satellite et que d'autres sources de chaleur générant des échauffements supplémentaires sont à prendre en compte. L'hypothèse #1 ne semble donc pas justifiée.

La validité des hypothèses #2, #3, #4 et #5 est testée en comparant les résultats numériques issus du modèle aux évolutions de température mesurées pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 3000 tr/min et un débit d'injection de 2 l/min sur les deux circuits. Ces comparaisons sont présentées dans la Figure IV.15.



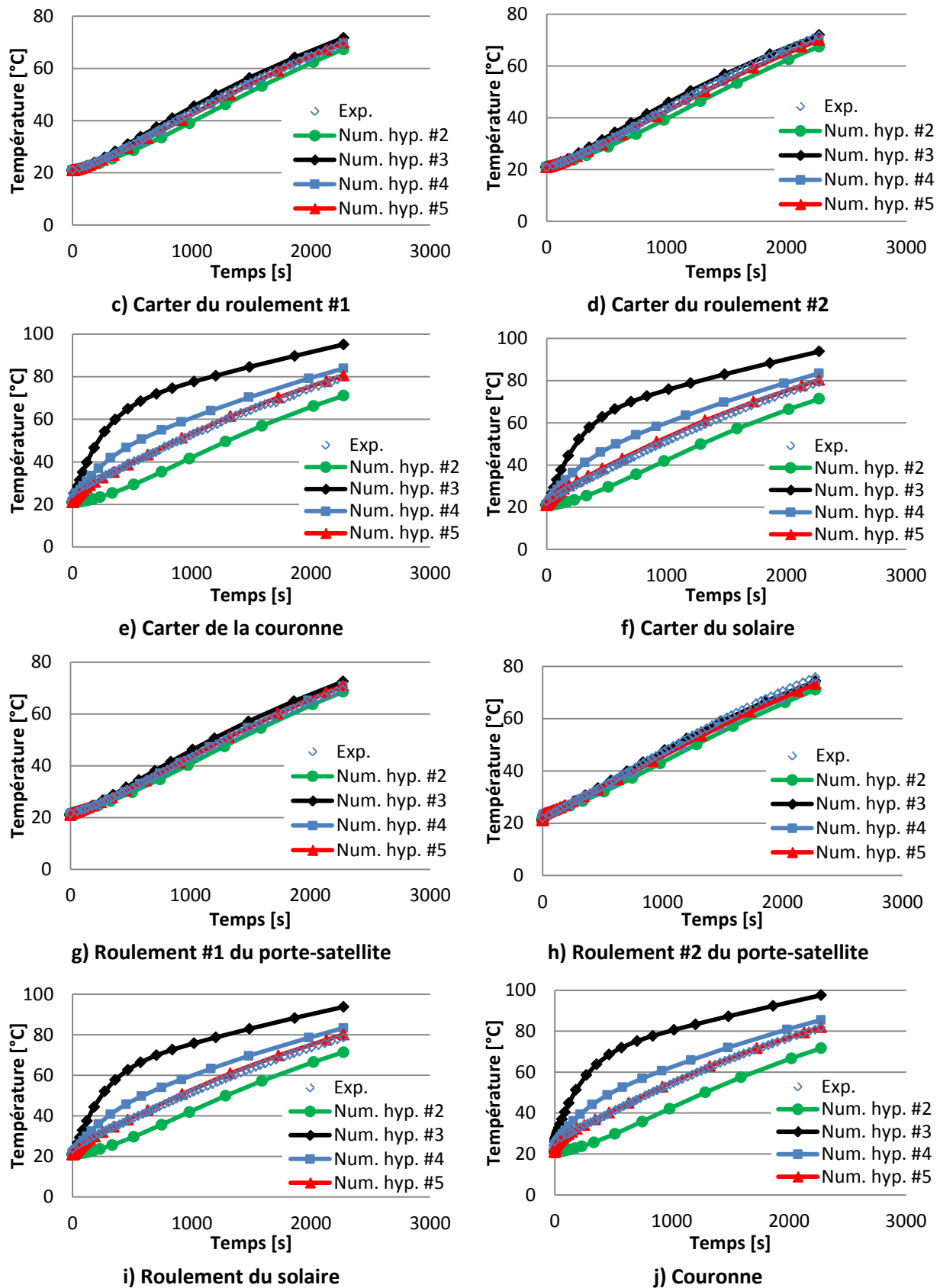


Figure IV.15 – Evolutions de température des différents éléments du réducteur d'essai – Comparaison entre mesures expérimentales et résultats issus du modèle thermique pour les quatre hypothèses

Il ressort des comparaisons de la Figure IV.15 que les hypothèses #2, #3 et #4 mènent à des décalages de température vis à vis des mesures expérimentales. En effet, lorsqu'il est supposé que toutes les pertes de puissance sont produites par le piégeage entre la couronne et les satellites (hypothèse #3), la couronne, le carter qui lui est associé, le roulement du solaire et le carter supportant ce dernier voient leur température augmenter fortement dès le début de l'essai, ce qui n'est pas vérifié expérimentalement. De manière équivalente, lorsque toute la puissance est supposée générée par le piégeage au niveau des contacts solaire/satellites (hypothèse #2), l'évolution de température de ces quatre éléments est moins rapide que ce qui est constaté expérimentalement. Enfin, lorsqu'il est supposé que la moitié de la puissance est produite par le piégeage entre le solaire et les satellites et que la seconde partie est dissipée par le piégeage entre les satellites et la couronne (hypothèse #4), les évolutions de température calculées se rapprochent de celles mesurées mais des écarts subsistent. Ces comparaisons permettent donc de discréditer les hypothèses #2, #3 et #4.

Il ressort également de la Figure IV.15 que l'hypothèse #5, selon laquelle toutes les pertes de puissance sont produites par les douilles des satellites, mène à une réponse en température des nœuds du modèle thermique proche de celle qui est mesurée expérimentalement. Cependant, il est montré qu'en faisant cette hypothèse la température des douilles des satellites augmente rapidement pour atteindre une température de 100°C environ à la fin de l'essai, cf. Figure IV.16.

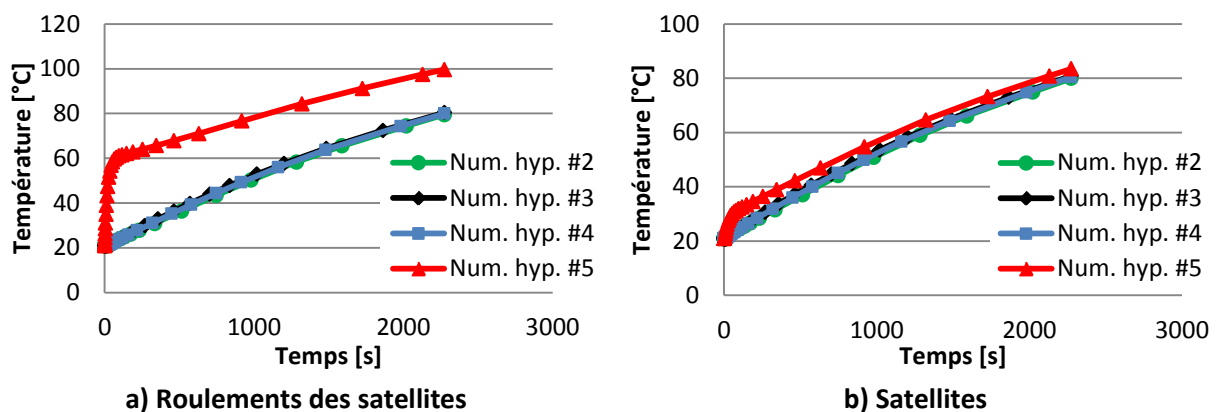


Figure IV.16 – Evolutions des températures calculées des roulements des satellites a) et des satellites b) au cours de l'essai, pour les quatre hypothèses testées

Afin de vérifier si cet échauffement local conséquent est bien valide d'un point de vue expérimental, la température des douilles des satellites est mesurée en fin d'essai à l'aide d'un thermocouple, après ouverture du réducteur. La température des douilles est mesurée égale à 81,8°C, 217 secondes après arrêt et ouverture du réducteur. Comme le montre la Figure IV.17, en simulant le refroidissement des douilles durant ce laps de temps avec le modèle thermique, il est constaté que leur température atteint numériquement 86°C environ au lieu de 81,8°C mesuré expérimentalement. De plus, en raisonnant de manière inverse, il est montré qu'il est nécessaire que la température des douilles atteigne une température 87°C environ en fin d'essai au lieu de 100°C pour que la mesure expérimentale égale à 81,8°C soit atteinte, soit un décalage de 13°C.

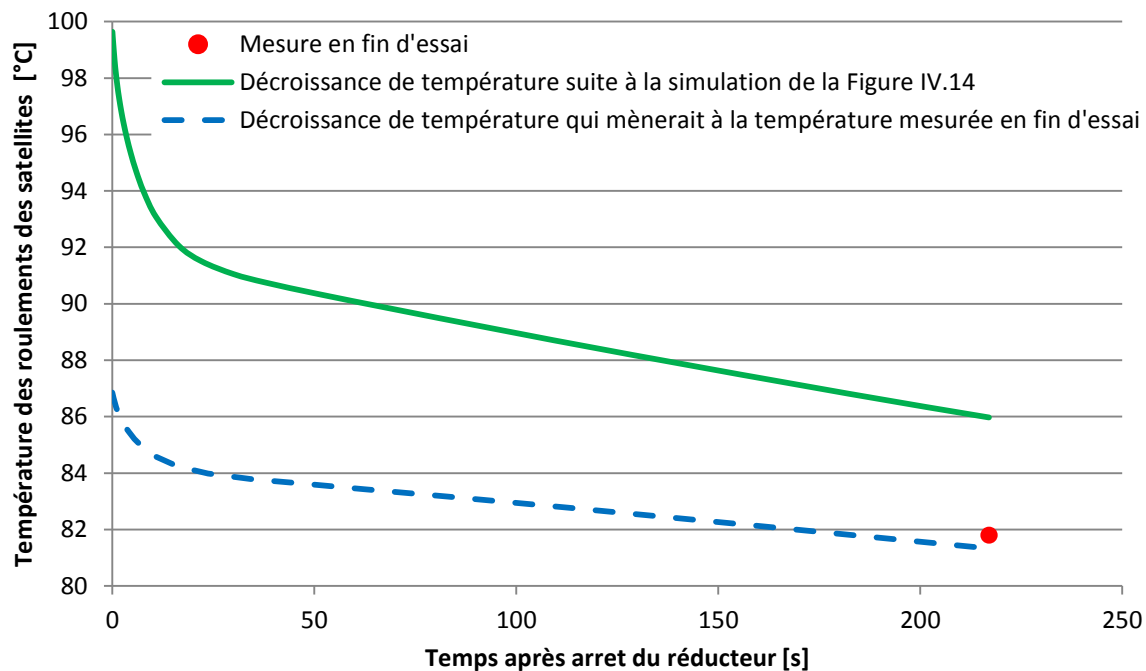


Figure IV.17 – Evolution de la température des roulements des satellites après arrêt du réducteur

Ces mesures de température en fin d'essai mettent donc en évidence qu'il existe effectivement un échauffement conséquent au niveau des douilles puisque entre 3 et 4 minutes après arrêt, leur température mesurée est encore supérieure à la température de l'huile injectée en fin d'essai (80°C). Mais l'hypothèse selon laquelle toutes les pertes de puissance sont produites par les douilles des satellites mènent à un échauffement local plus important que celui constaté expérimentalement. L'hypothèse #5 est donc également discréditée.

Ces comparaisons montrent donc que les pertes de puissance sont réparties de manière plus équilibrées au sein de la chambre d'injection du réducteur d'essai et qu'un poste n'est pas nettement majoritaire par rapport aux autres. Afin d'estimer numériquement les différentes pertes de puissance au sein du réducteur, différents modèles issus de la littérature (cf. Chapitre I) sont à disposition.

Pertes indépendantes de la charge des roulements :

Concernant les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par les roulements (douilles et roulement du solaire), les formulations de Harris présentées dans le Chapitre I (équations (I.9 a) et (I.9 b)) sont utilisées. Le coefficient de perte hydrodynamique f_0 des douilles est estimé à l'aide des formulations issues du catalogue SCHAEFFLER [101]. Les pertes de puissance calculées avec ces expressions sont injectées dans le réseau thermique au nœud #11 pour le roulement supportant le solaire et aux nœuds #12, #13 et #14 pour ce qui concerne les douilles des satellites (Figure III.8).

Pertes dépendantes de la charge des roulements :

Afin de prendre en compte les pertes de puissance dues au chargement des douilles des satellites, qui supportent l'action de la force centrifuge sur les satellites, la formule développée par Harris (équation (I.7)) concernant les pertes de puissance dépendantes de la charge dans les

roulements est mise en application. Ces pertes de puissance sont injectées aux nœuds #12, #13 et #14 du réseau thermique (Figure III.8).

Pertes par ventilation ou par brassage :

La ventilation du porte-satellite avec et sans injection d'huile est quantifiée avec les modèles développés précédemment dans ce chapitre. Quant aux pertes dissipées par la ventilation des dentures (solaire et satellites), elles sont estimées avec le modèle développé par Marchesse et al. [44], [45], en supposant que le fluide est de l'air pur, tel que le préconise Diab [23]. Les équations nécessaires sont présentées dans le Chapitre I (équations (I.25) et (I.26)). Les pertes de puissance calculées avec cette formulation sont injectées au nœud #4 du réseau thermique (Figure III.8).

Pertes par piégeage :

Les pertes par piégeage sont estimées à l'aide du modèle développé par Mauz [35], présenté dans le Chapitre I (équation (I.16)). La formule de Mauz a été préférée à celle de Butsch (présentés dans le Chapitre I) puisque cette dernière n'a pas été développée pour les conditions opératoires rencontrées dans cette étude. Du fait que la section de passage du lubrifiant entre les dents est approximativement identique pour les engrènements extérieurs et intérieurs du réducteur d'essai, la formule de Mauz est appliquée pour les contacts solaire/satellites mais également pour les engrènements satellites/couronne. Les pertes par piégeage sont injectées dans le réseau thermique au nœud #33 pour le piégeage aux contacts solaire/satellites et au nœud #34 pour le piégeage aux contacts satellites/couronne (Figure III.8).

L'une des interrogations concernant le piégeage au niveau des contacts satellites/couronne réside dans le débit piégé au niveau de ces engrènements. Il s'agit donc de vérifier expérimentalement si le débit qu'il est nécessaire de prendre en compte dans l'équation (I.16) est le débit réellement injecté au niveau de ces contacts, via le circuit #2 (Figure III.4), ou le débit total injecté dans le réducteur, en supposant que tout le lubrifiant injecté est centrifugé et est piégé au niveau de la couronne. Pour répondre à cette interrogation, des essais avec des débits d'huile différents sur les deux circuits sont réalisés. La Figure IV.18 présente les pertes de puissance mesurées pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min en testant deux répartitions de débits opposées. Dans le cas de l'essai #1, un débit de 6 l/min est injecté au niveau des contacts solaire/satellites alors qu'aucun débit n'est injecté dans le second circuit. Les conditions de l'essai #2 sont totalement inverses puisqu'aucun débit n'est injecté dans le premier circuit et qu'un débit de 6 l/min est injecté au niveau des contacts satellites/couronne.

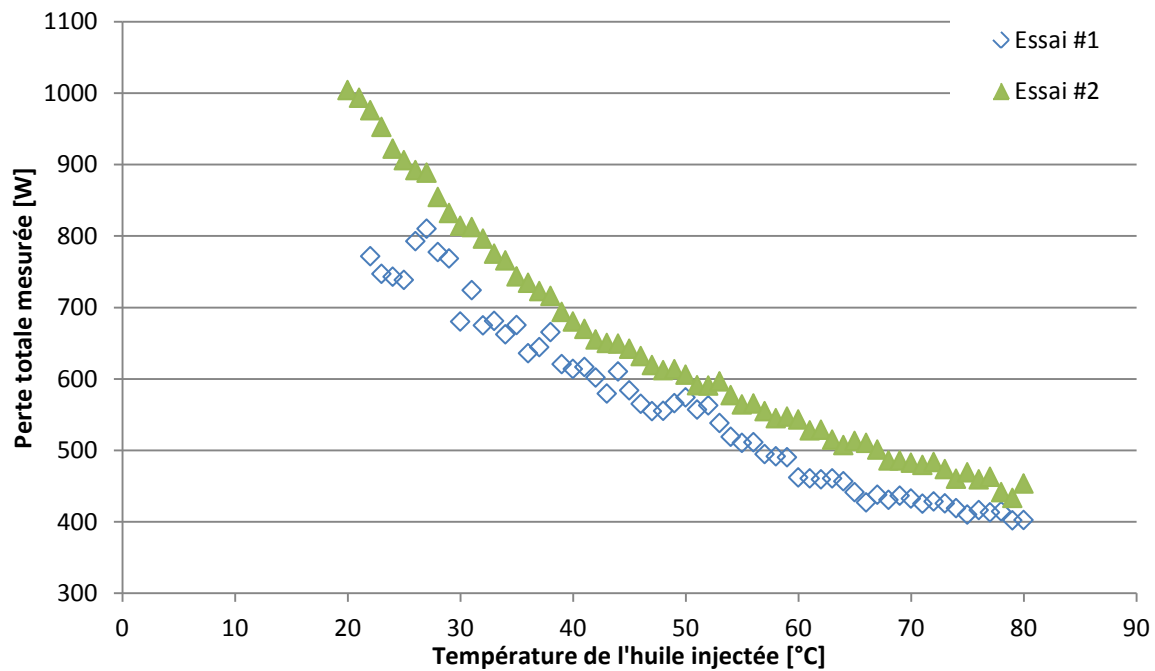


Figure IV.18 – Comparaison entre les pertes de puissance mesurées en testant deux répartitions opposées des débits injectés au niveau des engrènements

Il ressort de ces essais que les pertes de puissance produites durant l'essai #1, où tout le débit est injecté au niveau des contacts solaire/satellites, sont moins importantes que dans le cas #2, où tout le débit est injecté au niveau des contacts satellites/couronne. Cela signifie donc que l'hypothèse selon laquelle toute l'huile injectée est centrifugée et piégée au niveau des contacts entre la couronne et les satellites n'est pas valide. En effet, si ce postulat était vérifié, lors de l'essai #1 le débit injecté sur le circuit #1 serait piégé à la fois aux contacts solaire/satellites et satellites/couronne, ce qui mènerait à des pertes globales plus importantes que lors de l'essai #2 durant lequel le débit injecté dans le circuit #2 est seulement piégé au niveau des contacts satellites/couronne. Ces essais permettent de confirmer que le débit qu'il est nécessaire de prendre en compte pour estimer les pertes de puissance dissipées par piégeage au niveau des contacts satellites/couronne correspond au débit injecté sur le circuit #2.

Les formulations présentées précédemment sont appliquées pour les différentes conditions opératoires testées sur le banc d'essai. Les Figure IV.19, Figure IV.20 et Figure IV.21 présentent les comparaisons entre les pertes de puissance mesurées et celles calculées avec les formulations présentées précédemment.

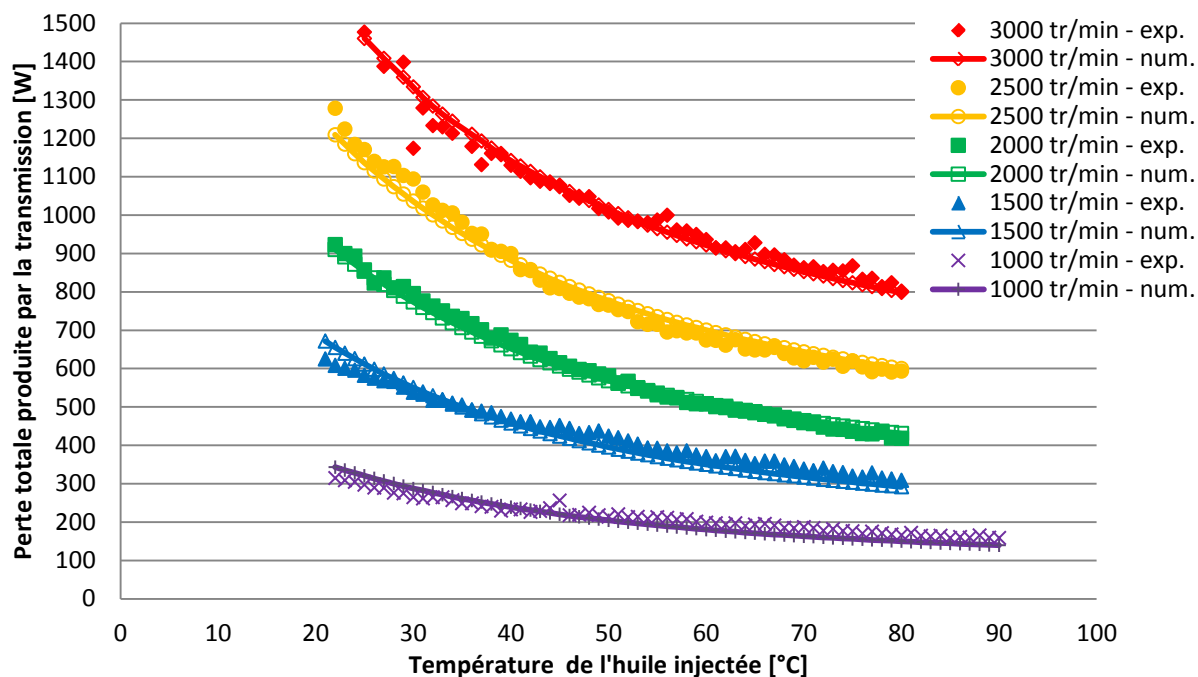


Figure IV.19 – Evolution des pertes de puissance mesurées et calculées en fonction de la température, pour un débit injecté de 3 l/min sur chaque circuit

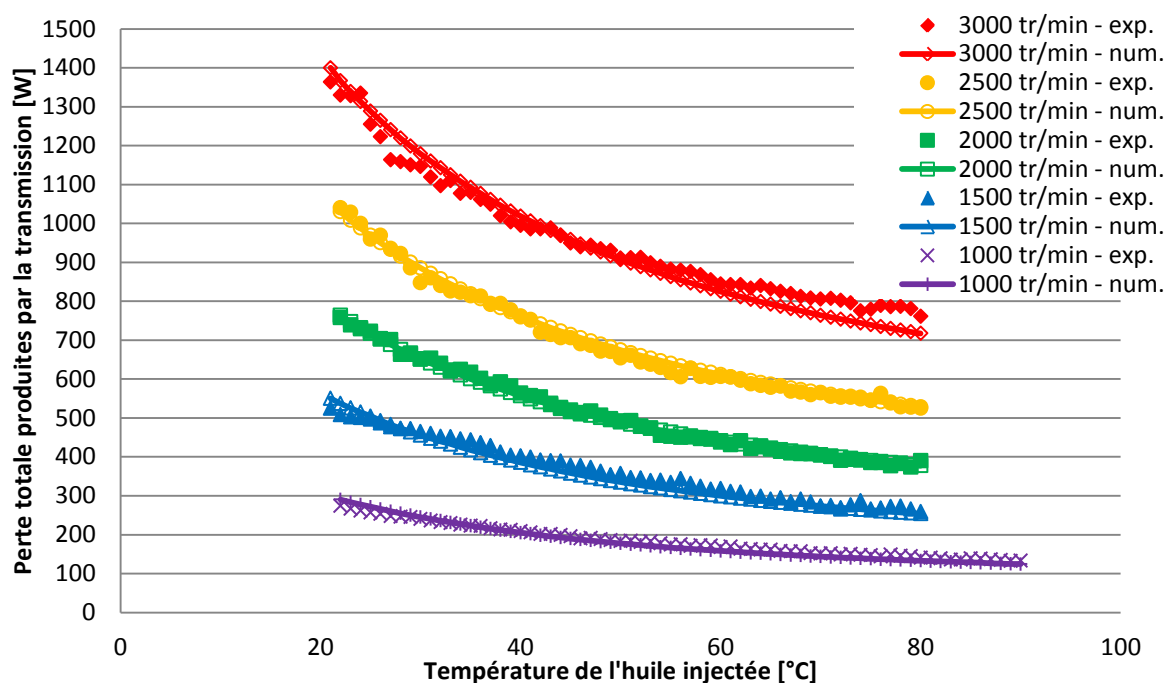


Figure IV.20 – Evolution des pertes de puissance mesurées et calculées en fonction de la température, pour un débit injecté de 2 l/min sur chaque circuit

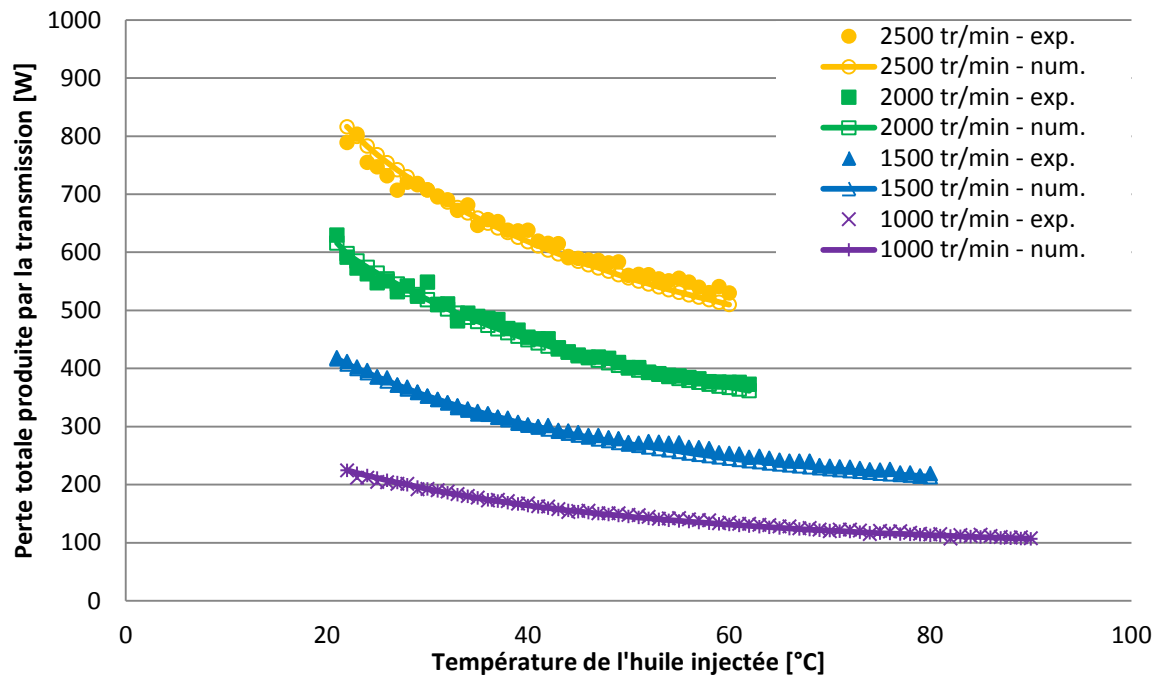
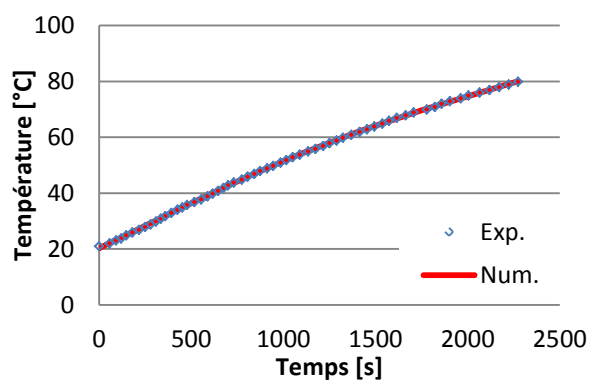


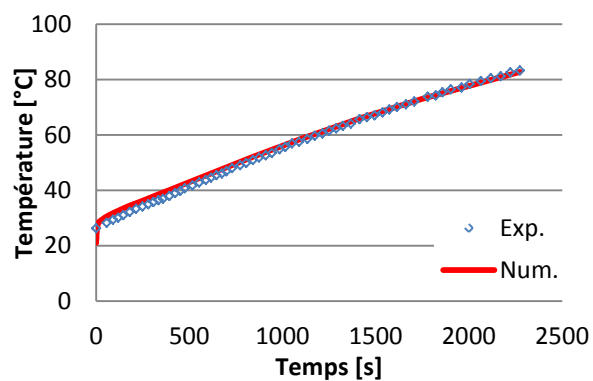
Figure IV.21 – Evolution des pertes de puissance mesurées et calculées en fonction de la température, pour un débit injecté de 1 l/min sur chaque circuit

Les Figures IV.19, Figure IV.20 et Figure IV.21 montrent que les formules présentées précédemment permettent d'estimer précisément les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'essai. Dans le même temps, pour chaque essai, les réponses en température mesurées des différents éléments composant le réducteur sont comparées à celles obtenues avec le modèle thermomécanique. La Figure IV.22 présente la comparaison entre les réponses en température calculées et mesurées lors de l'essai durant lequel la vitesse du porte-satellite est fixée à 3000 tr/min et le débit injecté égal à 2 x 2 l/min. On notera que ces conditions opératoires correspondent à celles des Figure IV.15, Figure IV.16 et Figure IV.17, mesure durant laquelle la température des douilles a été mesurée égale à 81,8°C 217 secondes après arrêt du réducteur. La Figure IV.22 montre que les évolutions de température calculées et mesurées sont très proches. De plus, il est montré que la température en fin d'essai des douilles des satellites est de 86,8°C, ce qui correspond à la température qu'il est nécessaire d'avoir pour atteindre la température mesurées en fin d'essai après ouverture du réducteur, cf. Figure IV.17.

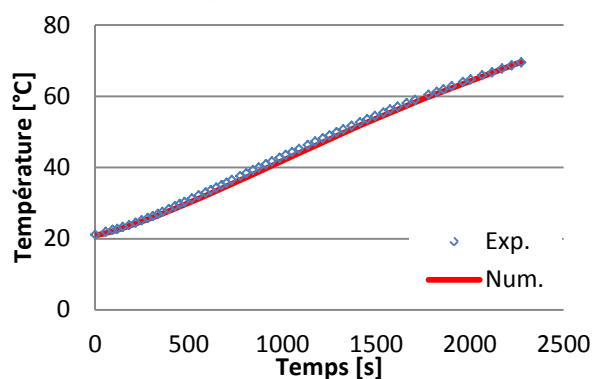
Des comparaisons entre les évolutions de température mesurées et calculées pour d'autres conditions opératoires sont présentées en Annexe IV. Il peut être conclu que les réponses en température ainsi que les évolutions des pertes de puissance du réducteur d'essai sont en bon accord avec les mesures. Cela justifie donc la distribution des pertes de puissance calculées dans la transmission pour chacune des conditions opératoires. On notera que ces mesures et comparaisons de température de douilles en fin d'essai sont réalisées pour toutes les conditions opératoires testées et que les résultats sont concluants dans chacun des cas, ce qui confirme encore le modèle développé.



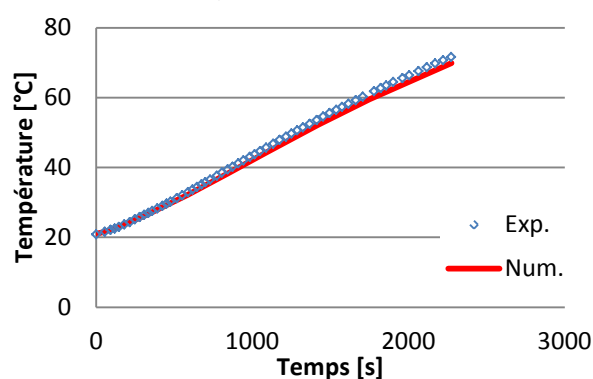
a) Huile en entrée



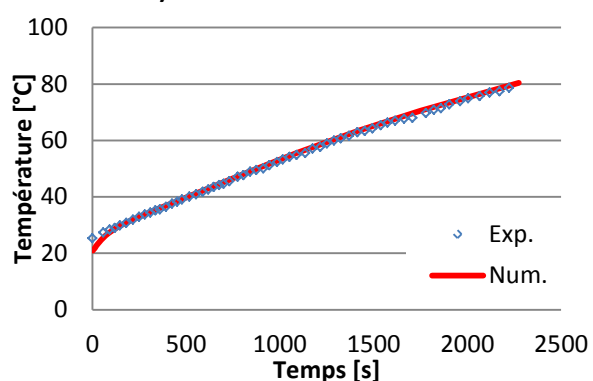
b) Huile en sortie



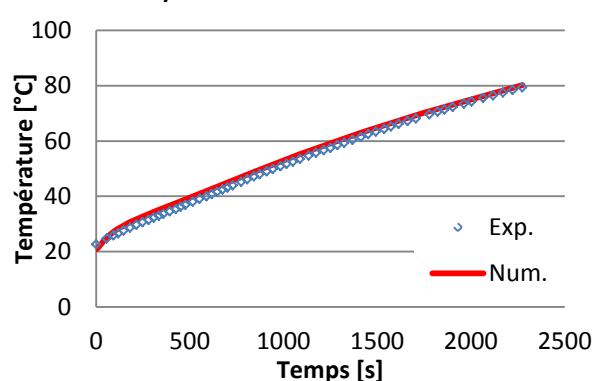
c) Carter du roulement #1



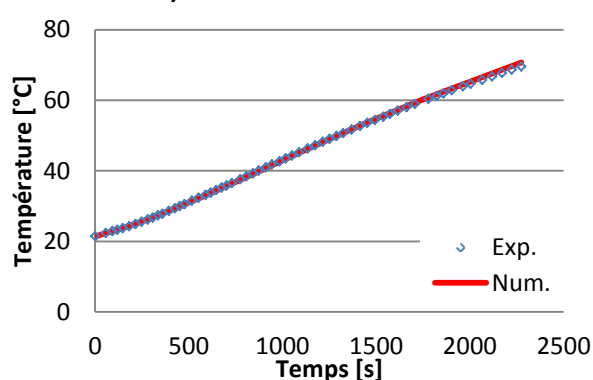
d) Carter du roulement #2



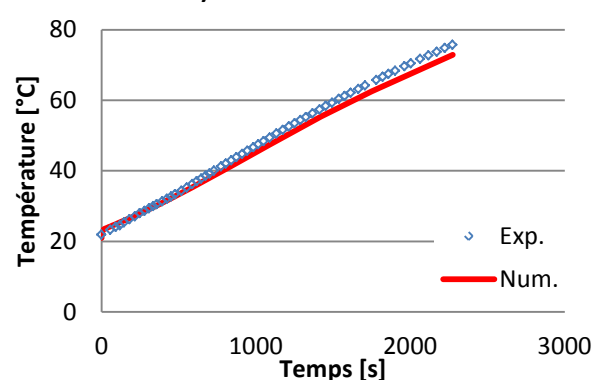
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

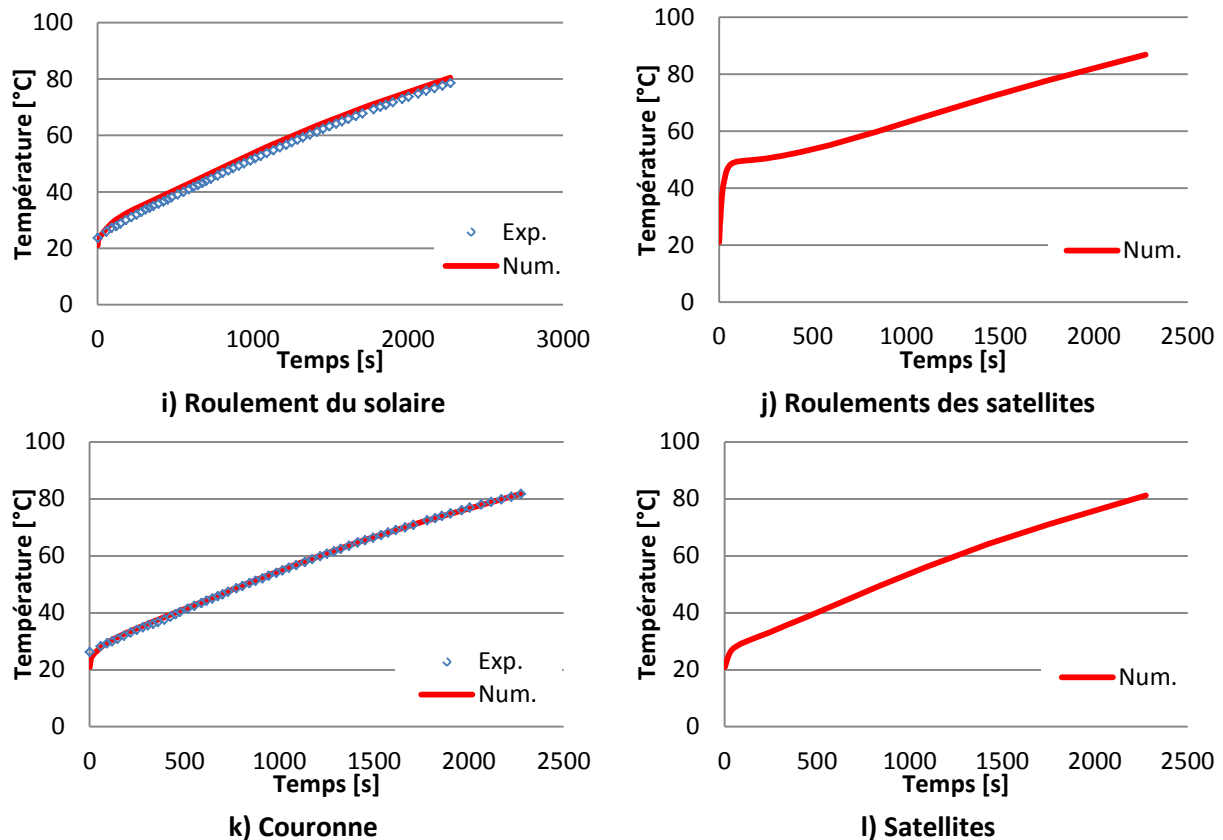


Figure IV.22 - Evolutions de température des différents éléments du réducteur d'essai – Comparaison entre mesures expérimentales et résultats issus du modèle thermique pour une vitesse du porte-satellite de 3000 tr/min et un débit injecté fixé à 2×2 l/min.

L'analyse de la répartition des pertes de puissance au sein du réducteur d'essai est présentée dans la Figure IV.23. Cette distribution correspond à un essai dont les conditions opératoires sont : une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit d'injection égal à 2×2 l/min. La distribution est donnée pour deux températures d'huile, en début d'essai à 22°C et en fin d'essai à 80°C. Les pertes de puissance sont regroupées en trois familles : les pertes aux joints, les pertes liées aux roulements et la puissance dissipée par le brassage d'air et d'huile.

Il apparaît que la part des pertes de puissance liée aux roulements du réducteur d'essai est nettement majoritaire à faible température d'huile et que la répartition est plus équilibrée parmi les trois catégories proposées lorsque la température de l'huile est plus importante. Il est également mis en évidence que les deux postes de pertes de puissance majoritaires dans le train épicycloïdal sont les pertes au niveau des douilles des satellites et la dissipation de puissance liée aux phénomènes de piégeage (sans tenir compte des pertes aux joints qui sont propres à la conception du réducteur d'essai). On notera que cette distribution est semblable aux résultats obtenus par Hilty et al. [61], présentés dans le Chapitre I.

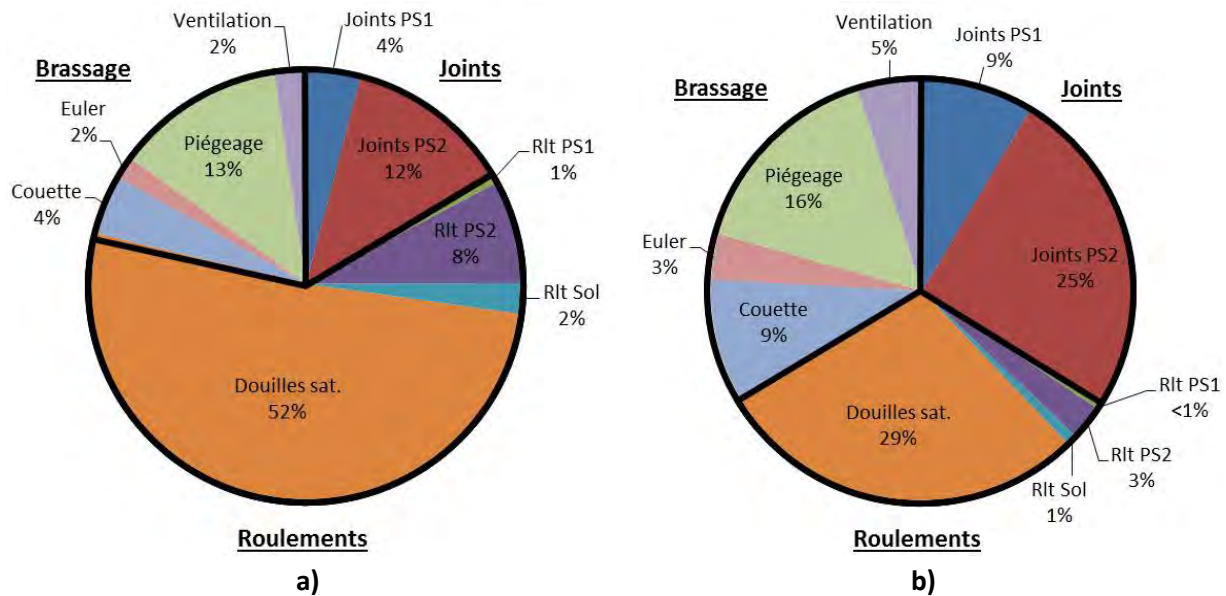


Figure IV.23 – Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'essai pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 2 l/min : a) pour une température d'huile de 22°C, b) pour une température d'huile de 80°C

Afin de vérifier la précision du modèle proposé, une étude de sensibilité est effectuée sur l'estimation des pertes de puissance. Il est supposé dans un premier temps que 20% des pertes de puissance dissipées par les douilles des satellites sont en réalité générées par la ventilation des mobiles dans le réducteur, pour les mêmes conditions opératoires que celles de la Figure IV.23. En analysant l'évolution des pertes de puissance en fonction de la température de l'huile injectée dans la Figure IV.24, il apparaît nettement que la tendance des pertes de puissance mesurées n'est plus conservée avec cette hypothèse. Cela confirme donc que cette supposition n'est pas valide.

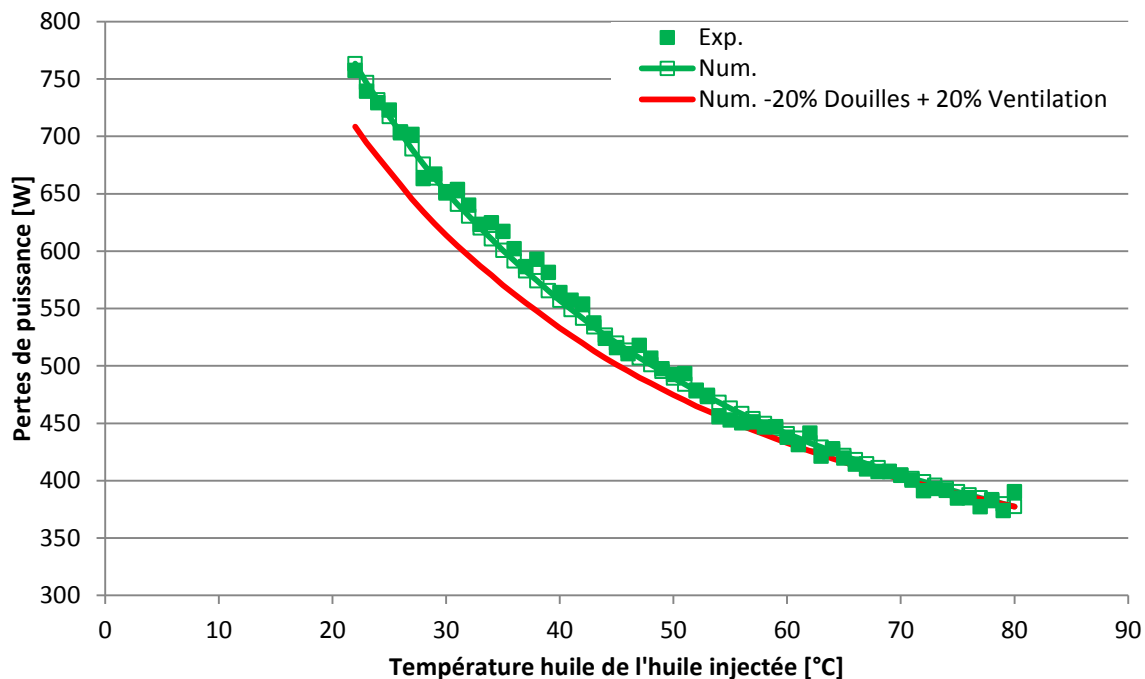


Figure IV.24 – Influence d'une erreur d'estimation des pertes de puissance - +20% de pertes à la ventilation et -20% de pertes aux douilles des satellites

De manière similaire, si l'hypothèse est faite que 20% des pertes de puissance dissipées par les phénomènes de piégeage entre les satellites et la couronne sont finalement due à des phénomènes de ventilation, il apparaît que cette fois le comportement thermique du réducteur obtenu avec le modèle numérique n'est plus en accord avec les mesures expérimentales, cf. Figure IV.25. En effet, des décalages entre l'expérimental et le numérique d'environ 5°C en fin de simulation sont constatés. Ces deux calculs confirment donc la précision et la validité du modèle proposé pour estimer les pertes de puissance indépendantes de la charge générées par le réducteur d'essai. Cela montre qu'il n'existe que peu de degré de liberté et qu'une variation de perte de puissance d'un poste à un autre entraîne soit un décalage en tendance au niveau des pertes de puissance totales produites soit au niveau du comportement thermique du réducteur d'essai.

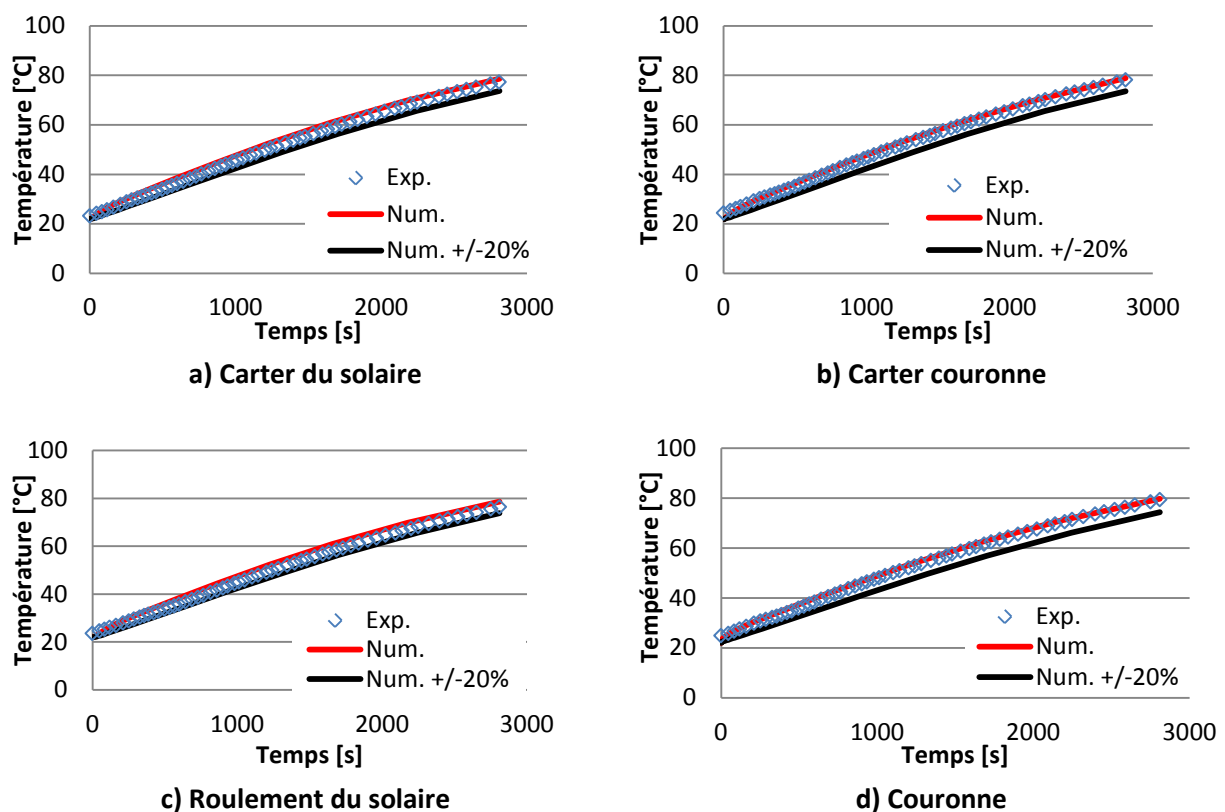


Figure IV.25 - Influence d'une erreur d'estimation des pertes de puissance - +20% de pertes à la ventilation et -20% de pertes par piégeage aux contacts satellites/couronne

Enfin, afin de vérifier encore une fois la validité du modèle de perte proposé, des mesures de pertes de puissance et d'évolution de température du réducteur d'essai sont également réalisées avec la seconde huile du Tableau III.3. La Figure IV.26 présente la comparaison entre les pertes de puissance mesurées et calculées avec le modèle pour les deux huiles testées. Les conditions opératoires des résultats présentées sont une vitesse du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit d'injection de lubrifiant fixé à 2 x 2 l/min. La Figure IV.27 montre la comparaison entre les évolutions de température calculées avec le modèle thermique et mesurées lors de l'essai de la Figure IV.26. Il est ainsi vérifié que le modèle développé dans cette étude donne également des résultats cohérents

concernant l'essai avec l'huile #2 et donc que la sensibilité du modèle vis-à-vis des caractéristiques du lubrifiant est bien prise en compte.

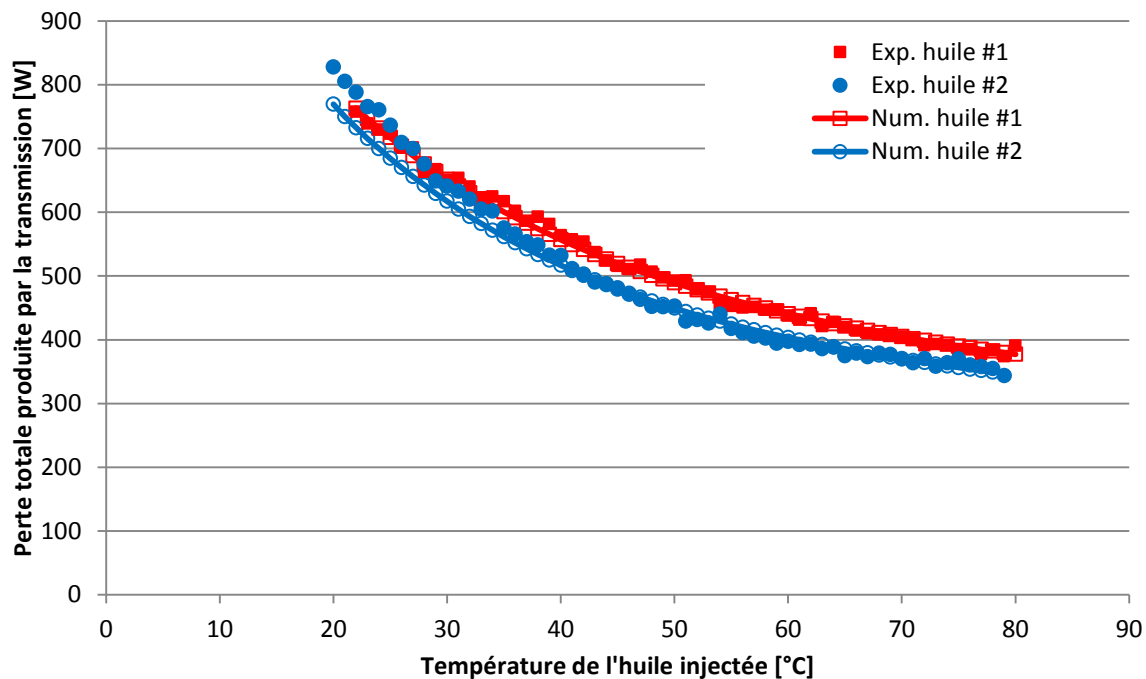
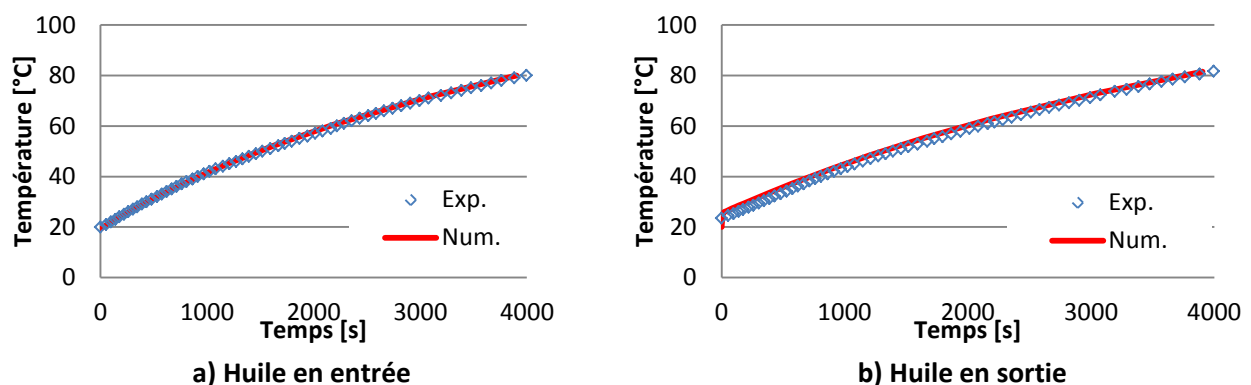
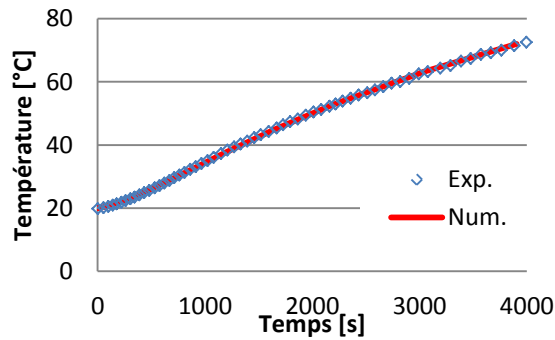


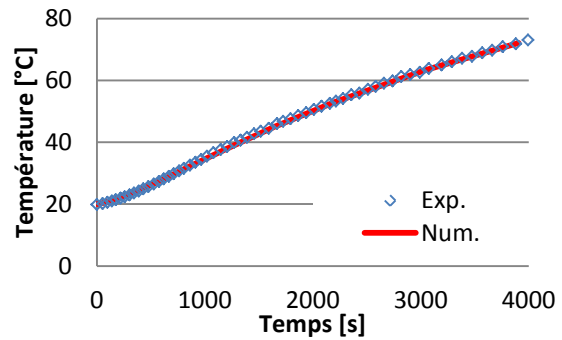
Figure IV.26 – Comparaison des évolutions des pertes de puissance mesurées et calculées pour les deux huiles testées, pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit d'huile de 2 l/min sur chaque circuit

Il ressort également de la Figure IV.26 que le changement de lubrifiant ne mène qu'à de faibles écarts en termes de pertes de puissance, malgré le fait que les propriétés des lubrifiants soient différentes (cf. Tableau III.3). En effet, il est constaté que l'évolution des pertes de puissance avec la température est légèrement différente pour les deux huiles et que les écarts maximaux sont de 40 W environ.

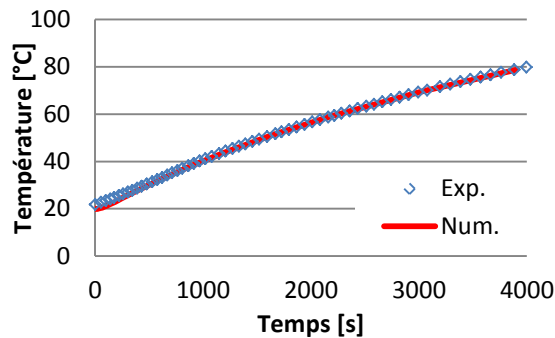




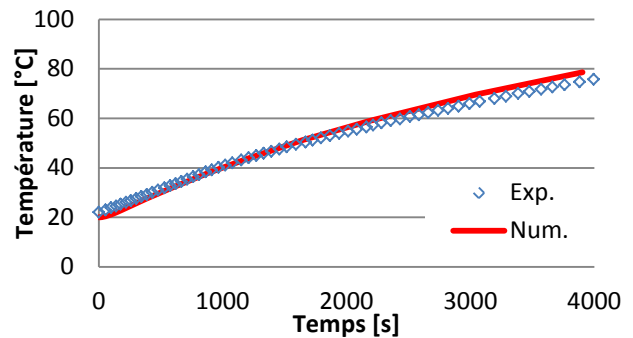
c) Carter du roulement #1



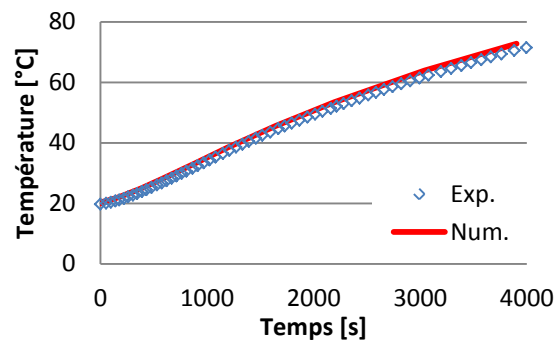
d) Carter du roulement #2



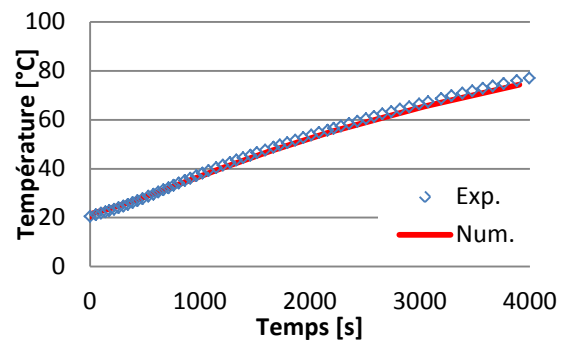
e) Carter de la couronne



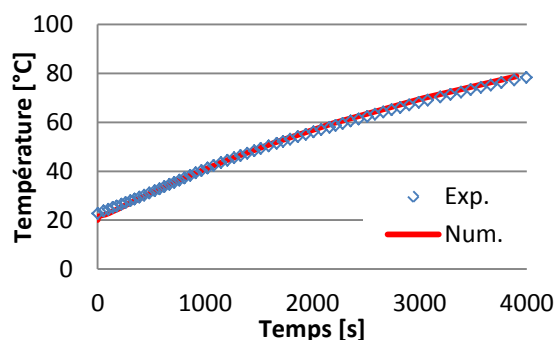
f) Carter du solaire



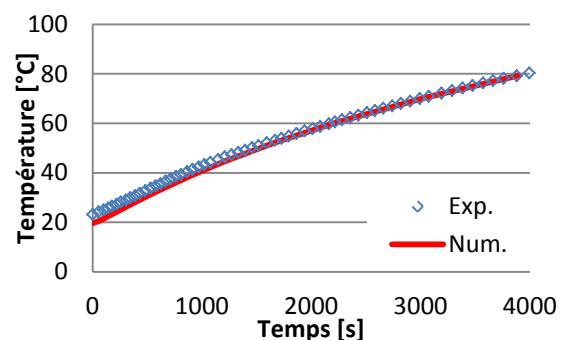
g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite



i) Roulement du solaire



j) Couronne

Figure IV.27 – Evolutions de température des différents éléments du réducteur d'essai – Comparaison entre mesures expérimentales et résultats issus du modèle thermique pour une vitesse du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit injecté fixé à $2 \times 2 \text{ l/min}$, avec l'huile d'essai #2

La distribution des pertes de puissance dans le réducteur d'essai pour l'essai de la Figure IV.26 est présentée dans la Figure IV.28. En comparant la distribution des pertes avec l'huile #2 et l'huile #1, il est constaté que la distribution est similaire : le poste « roulements » est nettement majoritaire à faible température et la répartition est plus équilibrée à haute température. Il est noté que la part des pertes de puissance produites par les douilles est légèrement plus faible (à basse et haute température) avec la seconde huile. Cela est notamment expliqué par le fait que la propriété du lubrifiant qui est prise en compte pour quantifier ce poste de perte est la viscosité cinématique (cf. équations (I.9 a) et (I.9 b)) et que cette dernière est plus faible pour l'huile #2. De manière opposée, la part des pertes par piégeage et par transmission de quantité de mouvement est légèrement plus importante avec la seconde huile. Cela est expliqué par le fait qu'à iso-débit volumique, plus la masse volumique augmente, plus le débit massique est important. Or la masse volumique de l'huile #2 est plus importante que celle de l'huile #1, ce qui impacte directement les débits et donc les pertes de puissance par piégeage et par communication de quantité de mouvement. Les différences de propriétés physiques des lubrifiants expliquent le léger décalage de pertes de puissance entre les essais avec l'huile #1 et l'huile #2.

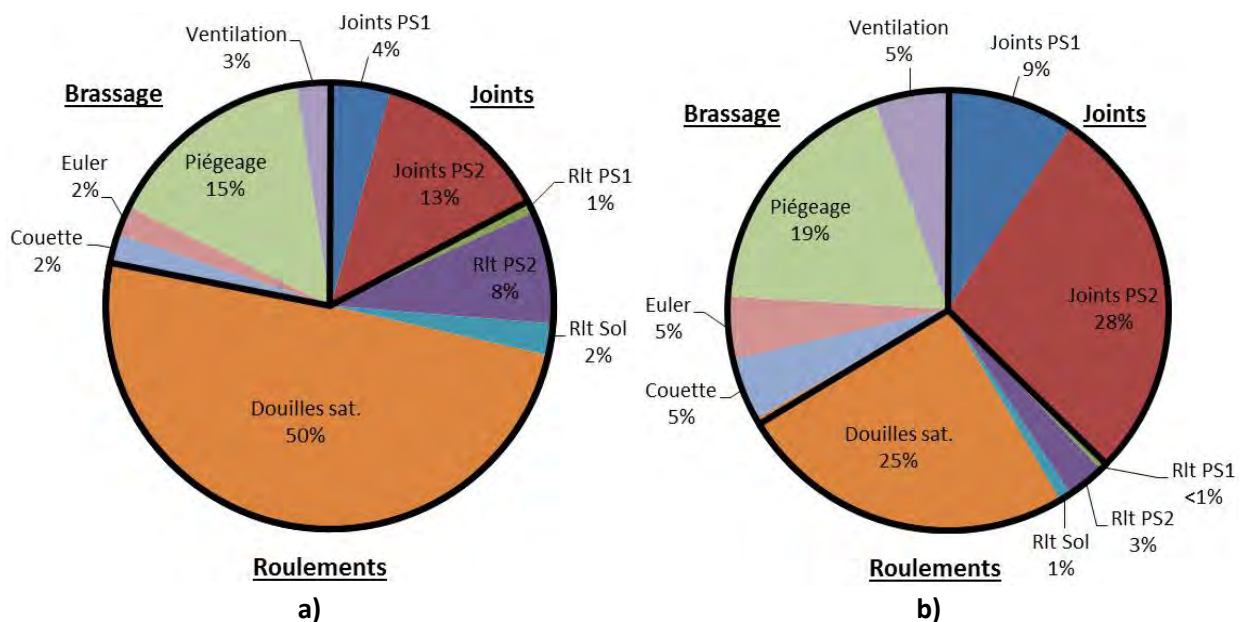


Figure IV.28 – Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'essai pour une vitesse de rotation du porte-satellite de 2000 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 2 l/min, avec l'huile #2 : a) pour une température d'huile de 22°C, b) pour une température d'huile de 80°C

IV.5. CONCLUSION

Ce chapitre présente les différents essais réalisés sur banc pour permettre l'analyse des pertes de puissance produites par le réducteur d'essai.

Dans un premier temps, les pertes de puissance produites par l'arbre moteur (roulements du boîtier à roulements, roulements supportant le porte-satellite et les quatre joints à lèvre) sont

caractérisées lors d'essai avec un arbre nu. Un modèle basé sur des formulations classiques de la littérature a été bâti afin d'estimer ces pertes de puissance numériquement afin de s'en affranchir pour les mesures suivantes.

Dans un second temps, les pertes de puissance produites par la rotation du porte-satellite ont été analysées. Deux cas ont été distingués : le cas où aucun débit d'huile n'est injecté et le cas où du lubrifiant est injecté. Dans le premier cas, il est mis en évidence que les pertes de puissance produites sont nettement de second ordre. Dans le second cas, il est montré que les pertes de puissance produites sont plus importantes mais qu'elles ne sont pas dues à des phénomènes de ventilation à proprement parler mais plutôt à de l'entraînement et du cisaillement de lubrifiant. Dans les deux cas, des modèles numériques ont été construits afin d'estimer numériquement ces postes de pertes de puissance. De plus, des mesures de température durant les essais de ventilation avec injection de lubrifiant ont permis de valider définitivement le réseau thermique décrit dans le Chapitre III.

Dans un dernier temps, la méthode couplant l'aspect perte de puissance au comportement thermique du réducteur a été appliqué au réducteur d'essai. Il est tout d'abord montré qu'un poste de perte n'est pas nettement majoritaire dans le réducteur et que la distribution est plus équilibrée. Il est ensuite montré qu'un modèle de perte de puissance permettant à la fois d'estimer convenablement les dissipations de puissance totales produites par le train épicycloïdal et donnant un comportement thermique du réducteur d'essai similaire à celui mesuré expérimentalement a été développé, en utilisant des formulations analytiques issues de la littérature. Ce modèle a été validé en testant de nombreuses conditions opératoires (vitesse de rotation, débit et température d'huile) et deux huiles différentes. De plus, une étude de sensibilité sur l'estimation des pertes de puissance confirme la précision et la validité du modèle proposé. Finalement, il ressort de cette dernière partie qu'à faible température, la majorité des pertes de puissance provient des roulements du réducteur (notamment les douilles des satellites) et qu'à plus haute température, la répartition est nettement plus équilibrée.

Le chapitre suivant propose d'appliquer le modèle concernant les pertes de puissance par frottement aux dentures dans un réducteur épicycloïdal (présenté dans le Chapitre II), et de convertir le modèle de pertes indépendantes de la charge (décrit dans le présent chapitre) à un réducteur épicycloïdal à échelle un, choisi par Hispano-Suiza.

CHAPITRE V - APPLICATION

V.1. INTRODUCTION

V.2. PRESENTATION DE L'APPLICATION

V.3. ESTIMATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT

V.4. APPLICATION AU REDUCTEUR D'HISPANO SUIZA

V.5. ETUDE DE SENSIBILITE

V.6. CONCLUSION

V.1. INTRODUCTION

Ce chapitre présente l'application des modèles de pertes proposés précédemment dans le manuscrit (Chapitres II pour les pertes dépendantes de la charge et IV pour celles qui en sont indépendantes) à un réducteur épicycloïdal dont l'architecture est fixée par Hispano-Suiza. Dans un premier temps, les caractéristiques géométriques du réducteur d'application ainsi que les conditions opératoires choisies par l'entreprise sont présentées. Puis, afin d'améliorer la précision du modèle, différentes formulations permettant d'estimer les valeurs du coefficient de frottement sont testées et comparées. Finalement, plusieurs hypothèses sont testées et dans chacun des cas, la répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'Hispano-Suiza peut être analysée.

V.2. PRESENTATION DE L'APPLICATION

Le réducteur sélectionné pour l'application industrielle de ce présent travail est extrait des travaux de thèse d'Abousleiman [102]. La transmission est composée de cinq satellites équirépartis. Ses caractéristiques géométriques sont décrites dans le Tableau V.1. On notera que les dentures du réducteur, dont les coefficients de saillie et de creux ne sont pas normalisés, sont à haut rapport de conduite (HCR : High Contact Ratio). Comme il est indiqué dans le Tableau V.1, les rapports de conduites des contacts intérieurs et extérieurs sont supérieurs à 2, ce qui signifie qu'il y a en permanence deux ou trois dents en prises au cours de l'engrènement.

		Solaire	Satellites	Couronne
Nombre de dents	[-]	53	42	137
Largeur	[mm]	112	112	120
Module normal	[mm]	4,5		
Angle de pression normal	[°]	20		
Angle d'hélice au primitif	[°]	0		
Coefficient de saillie	[-]	1,23		
Coefficient de creux	[-]	1,6		
Rapport de conduite contacts sol/sat	[-]	2,097		
Rapport de conduite contacts sat/cour	[-]	2,351		

Tableau V.1 – Caractéristiques géométriques du réducteur d'application [102]

On notera que l'application présentée dans ce chapitre ne s'intéresse pas aux pertes de puissance dissipées par les roulements de la transmission et donc que le modèle proposé ne porte que sur les pertes de puissance dissipées par les roues dentées : le frottement aux dentures, les pertes liées à l'injection du lubrifiant (piégeage, transmission de quantité de mouvement) et les pertes par ventilation des mobiles. Les pertes liées aux paliers seront renseignées par Hispano-Suiza en interne.

Le réducteur est lubrifié par deux circuits d'huile indépendants, le premier lubrifie les contacts solaire/satellites au dégrènement et le second les paliers des satellites. Les conditions opératoires (vitesse de rotation du solaire N_{sol} , couple appliqué au solaire C_{sol} , débit d'injection aux

contacts solaire/satellites $Q_{sol/sat}$, débit de lubrification des paliers $Q_{paliers}$) sont adimensionnées par rapport aux conditions de fonctionnement les plus sévères de la Phase #7. Elles sont fournies dans le Tableau V.2.

Phases de vol	N_{sol} [%]	C_{sol} [%]	$Q_{sol/sat}$ [%]	$Q_{paliers}$ [%]
Phase #1	19	3	9	10
Phase #2	94	76	73	89
Phase #3	99	35	77	92
Phase #4	89	30	69	82
Phase #5	24	4	14	14
Phase #6	66	61	51	53
Phase #7	100	100	100	100

Tableau V.2 – Conditions opératoires du réducteur d'application

Le lubrifiant préconisé par Hispano-Suiza pour l'application numérique est l'huile Turbo Oil 2380. Ces propriétés physiques sont fournies dans le Tableau V.3. On notera que la plage de température de fonctionnement du lubrifiant est comprise entre 20°C et 140°C.

Viscosité cinématique à 40°C	[cSt]	23,988
Viscosité dynamique à 40°C	[Pa s]	0,0234
Viscosité cinématique à 100°C	[cSt]	4,897
Masse volumique à 15°C	[kg/m ³]	974,6
Conductivité thermique	[W/m K]	0,123

Tableau V.3 – Propriétés du lubrifiant pour l'application numérique

V.3. ESTIMATION DU COEFFICIENT DE FROTTEMENT

Il ressort du Chapitre II du manuscrit que pour estimer convenablement les pertes dissipées par frottement aux dentures, il est indispensable de quantifier le plus précisément possible le coefficient de frottement en fonction des conditions opératoires. C'est pourquoi cette partie porte sur la comparaison de différents modèles permettant d'estimer ce paramètre, la finalité étant d'en sélectionner un pour la présente application numérique. Comme expliqué dans le Chapitre I, les modèles classiques de la littérature sont celui proposé par Benedict-Kelley [20] (équation (I.5)) et celui préconisé par la norme ISO [9] (équation (I.6)). Il est également précisé dans le chapitre bibliographie qu'un modèle a été développé par Diab et al. [23] au sein du LaMCoS.

V.3.a. Loi de frottement développée par Diab et al. [23]

Le modèle développé par Diab et al. consiste à combiner la part du coefficient de frottement liée au cisaillement du fluide séparant les deux surfaces en contact et la part liée au contact entre les aspérités. Ce modèle a été établi à partir d'essai réalisés sur la machine à galets hautes performances [24]. Ce banc d'essai, présenté dans la Figure V.1, permet de simuler les conditions de contacts

rencontrées dans un engrenement et de remonter à des valeurs de coefficient de frottement équivalentes à celles rencontrées dans le cas des engrenages. Pour cela, deux disques en contacts sont entraînés en rotation via deux électrobroches. La vitesse de chaque moteur peut varier entre 1000 tr/min et 14000 tr/min de manière totalement indépendante, le taux de glissement peut ainsi être réglé à la valeur souhaitée. La charge est appliquée à l'aide d'un vérin pneumatique. Des pressions hertziennes maximales de 0,1 à 4 GPa peuvent être obtenues en jouant sur les rayons des disques et leurs rayons de courbure dans la direction axiale. L'un des deux moteurs est monté sur des paliers cylindriques hydrostatiques, ce qui lui permet de tourner autour d'un axe normal au disque (Figure V.1). Ce moteur joue le rôle de balance dynamométrique et permet de quantifier la force de frottement entre les deux disques et finalement de remonter au coefficient de frottement.

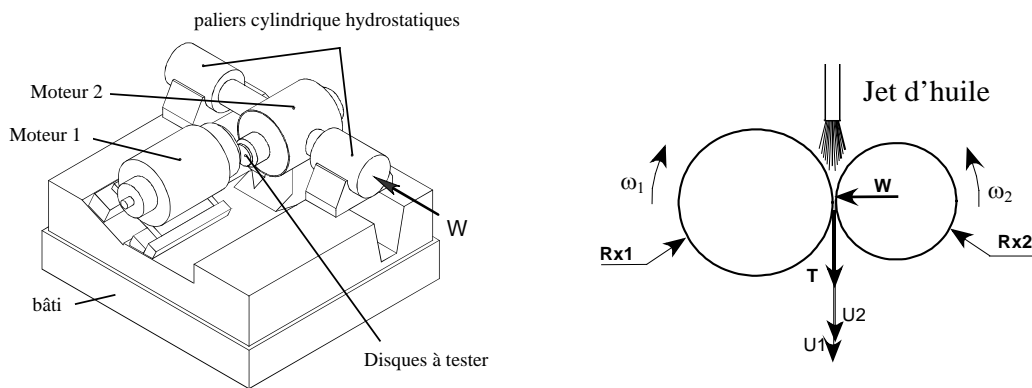


Figure V.1 – Principe de la machine à galets hautes performances [24]

Suite à de nombreux essais expérimentaux, Diab et al. [23] proposent finalement l'expression suivante pour estimer le coefficient de frottement :

$$f = \frac{1}{p_{moy}} \left[\frac{A_c}{A_0} \tau_{sec} + \left(1 - \frac{A_c}{A_0} \right) \tau_{fluide} \right] \quad (V.1)$$

Avec :

- ✓ p_{moy} la pression moyenne de contact [Pa]
- ✓ A_c l'aire de contact réelle, sur aspérité [m²]
- ✓ A_0 l'aire de contact apparente [m²]
- ✓ τ_{sec} le taux de cisaillement sec [Pa]
- ✓ τ_{fluide} le taux de cisaillement fluide [Pa]

Le rapport entre les aires de contact est extrait des travaux de Mikic [22] :

$$\frac{A_c}{A_0} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{2} \left(1 - \operatorname{erf} \left(\frac{\phi_T h_c}{\sqrt{2m_0}} \right) \right) \right] \quad (V.2)$$

Avec :

- ✓ ϕ_T un coefficient de correction thermique [-], extrait de l'étude de Grupta et al. [103]

- ✓ h_c l'épaisseur du film de lubrifiant au centre du contact [μm], calculée avec l'expression développée par Hamrock et Dowson [104]
- ✓ m_0 la moyenne quadratique du profil de rugosité des surfaces [μm^2], définie par :

$$m_0 = R_{ms}^2 \quad (\text{V.3})$$

Où $R_{ms} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L (Z(x) - Z_0)^2 dx}$, L étant la longueur de mesure du profil et Z_0 la moyenne arithmétique du profil de rugosités des surfaces [μm].

L'expression de la loi de frottement concernant la partie fluide est définie en utilisant le modèle de Ree-Eyring [105] :

$$\tau_{fluide} = \tau_L \sinh^{-1} \left(\frac{\tau_N}{\tau_L} \right) \quad (\text{V.4})$$

Avec :

$$\tau_N = \mu(p_{moy}, T_{fluide}) \frac{V_g}{\phi_T h_c} \quad (\text{V.5})$$

$$\tau_L = C_n \exp(C_p p_{moy}) \exp \left(C_t \left(\frac{1}{T_{fluide}} - \frac{1}{T_0} \right) \right) \quad (\text{V.6})$$

Où :

- ✓ τ_L est le taux de cisaillement limite [Pa]
- ✓ τ_N est le taux de cisaillement newtonien [Pa]
- ✓ $\mu(p_{moy}, T_{fluide})$ est la viscosité du lubrifiant à la pression moyenne et à la température du fluide [Pa s]
- ✓ V_g est la vitesse de glissement [m/s]
- ✓ C_n, C_p et C_t sont des coefficients déterminés expérimentalement, cf. Tableau V.5
- ✓ T_{fluide} est la température de fonctionnement du lubrifiant [K]
- ✓ T_0 est la température de référence [K]

Le taux de cisaillement lié aux interactions entre les rugosités a pour expression :

$$\tau_{sec} = \frac{w_{sec}}{A_c} f_{sec} \left[1 - \exp \left(-\frac{1}{S_{crit}} \frac{V_g}{U} \right) \right] \quad (\text{V.7})$$

Avec :

$$\frac{w_{sec}}{A_c} = 0,2 E' \sqrt{\frac{m_2}{\pi}} \quad (\text{V.8})$$

$$S_{crit} = 0,1 \frac{\sqrt{m_0/m_2}}{l_h} \quad (\text{V.9})$$

Où :

- ✓ w_{sec} est la charge supportée par les rugosités [N]
- ✓ f_{sec} est le coefficient de frottement « sec » qui dépend, entre autres, des couches d'additifs [-], cf. Tableau V.5.
- ✓ S_{crit} est le coefficient de stick-slip [-]

- ✓ U est la vitesse de roulement [m/s]
- ✓ l_h est la demi-largeur de contact [μm]
- ✓ E' est le module d'Young équivalent défini par [Pa] :
- ✓

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (\text{V.10})$$

- ✓ E_1, E_2 sont les modules d'Young de chaque surface [Pa]
- ✓ ν_1, ν_2 les coefficients de Poisson de chaque surface [-]
- ✓ m_2 est la moyenne quadratique des pentes du profil de rugosité [rad^2], définie par :

$$m_2 = R_{dq}^2 \quad (\text{V.11})$$

Où $R_{dq} = \sqrt{\frac{1}{L} \int_0^L \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 dx}$

Il apparaît donc que le coefficient de frottement est fortement dépendant des propriétés du lubrifiant utilisé (f_{sec} , viscosité, piézoviscosité, coefficients C_n, C_p et C_t), du matériaux des disques (module d'Young, coefficient de Poisson) et de la rugosité des surfaces en contact (R_{ms} et R_{dq}). Des essais de traction ont été réalisés avec les matériaux composant les engrenages du réducteur d'Hispano-Suiza et l'huile choisie par la société. Les conditions de fonctionnement des mesures sont présentées dans le Tableau V.4. Ces mesures expérimentales ont permis de définir les coefficients empiriques présentés précédemment. Leurs valeurs sont données dans le Tableau V.5. L'Annexe V du manuscrit présente la comparaison entre les courbes de traction obtenues expérimentalement avec la machine à galets haute performance et celles issues du modèle numérique. Il est ainsi montré que quelles que soient les conditions de contact, le modèle est en accord avec les mesures expérimentales.

Matériau	16NiCrMo13, cémenté et traité en smuritropie
Finition des surfaces (Ra) [μm]	0,05 ; 0,12
Lubrifiant	Turbo Oil 2380
Température du lubrifiant [$^{\circ}\text{C}$]	40 ; 80 ; 100
Pression de Hertz maximale [GPa]	0,7 ; 1,1 ; 1,5 ; 1,77
Vitesse de roulement [m/s]	10 ; 20 ; 30
Taux de glissement [%]	De -10% à +10%

Tableau V.4 – Conditions de fonctionnement pour les essais réalisés sur la machine à galets hautes performances

μ [Pas] à 45°C	α_{piezo} [Pa^{-1}]	C_n [Pa]	C_p [Pa^{-1}]	C_t [K]	f_{sec} [-]
$2,16 \cdot 10^{-2}$	$1,39 \cdot 10^{-8}$	$1,8 \cdot 10^6$	$10,6 \cdot 10^{-10}$	570	0,1

Tableau V.5 – Coefficients empiriques obtenus avec la machine à galets haute performance

Contrairement aux formulations proposées par Benedict-Kelley [20] et par la norme ISO [9], le modèle de Diab et al. permet d'estimer le coefficient de frottement instantané au cours de l'engrènement. L'évolution du coefficient de frottement le long de la ligne d'action dans le cas de

l'engrènement entre le solaire et un satellite du réducteur d'Hispano-Suiza, pour la phase de vol #7 du Tableau V.2 et pour une température d'injection du lubrifiant fixée à 20°C, est présentée dans la Figure V.2.

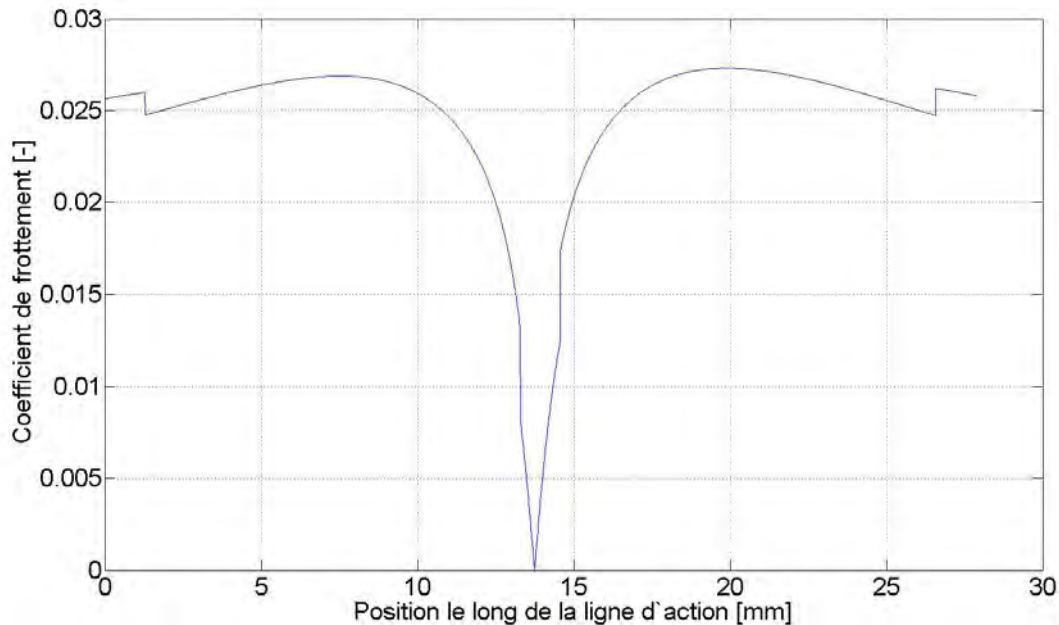


Figure V.2 – Evolution du coefficient de frottement le long de la ligne d'action pour l'engrènement solaire/satellite, pour la phase #7 et une température de fonctionnement fixée à 20°C

Il apparaît sur la Figure V.2 que le coefficient de frottement varie entre 0 et 0,027 le long de la ligne d'action. Cette valeur maximale semble faible vis-à-vis des grandeurs usuelles de coefficients de frottement rencontrées dans le domaine des engrenages (cf. Chapitre II). Cela est justifié par le fait que les surfaces des engrenages du réducteur ont une rugosité relativement faible ($R_a=0,12\ \mu\text{m}$) et que le lubrifiant utilisé est très peu visqueux à basse température. On notera également que cette valeur est en bon accord avec les résultats obtenus sur la machine à galets haut performance, présentés en Annexe V.

Pour rappel, afin d'estimer le rendement d'un engrènement extérieur avec les formulations développées au Chapitre II du manuscrit, il est nécessaire d'utiliser un coefficient de frottement moyen supposé constant le long de la ligne d'action. Il apparaît essentiel de se demander quelle valeur du coefficient de frottement prendre en compte puisque, comme le montre la Figure V.2, cette dernière varie entre 0 et 0,027 le long de la ligne. Pour répondre à cette interrogation, deux manières de calculer les pertes de puissance par frottement aux dentures sont testées et les résultats obtenus sont comparés :

1. les pertes sont calculées avec le modèle du Chapitre II (équation (II.37)), en prenant un coefficient de frottement égal à la moyenne du coefficient le long de la ligne d'action, soit 0,0246 pour les conditions de fonctionnement de la Figure V.2.
2. les pertes sont calculées comme étant égales à la moyenne des pertes de puissance instantanées, calculées à chaque position le long de la ligne d'action. La perte par frottement aux dentures instantanée peut être calculée avec la formulation suivante :

$$\mathcal{P}_{inst} = f F_n V_g \quad (V.12)$$

Avec :

- ✓ f le coefficient de frottement instantanée [-]
- ✓ F_n la force normale instantanée appliquée à la denture [N]
- ✓ V_g la vitesse de glissement instantanée [m/s]

Il est constaté qu'en comparant les résultats obtenus grâce à ces deux méthodes de calcul l'écart est de 5,2%. Cela confirme donc qu'utiliser un coefficient de frottement moyen avec la formulation issue de travaux de Vexlex et Ville (équation (II.37)) donne des résultats très proches de ceux obtenus en moyennant le long de la ligne d'action les pertes de puissance instantanées. Ainsi, pour la suite de l'étude, le coefficient de frottement moyenné sera utilisé pour calculer les pertes par frottement aux dentures dans le train épicycloïdal de l'application.

V.3.b. Comparaison entre les trois lois de frottement

Des valeurs de coefficient de frottement dans le cas de l'engrènement solaire/satellite du réducteur d'application d'Hispano-Suiza sont calculées avec la formulation de Benedict-Kelley [20], l'équation issue de la norme ISO [9] et le modèle développée par Diab et al. [23], pour chacune des sept phases de vol présentées dans le Tableau V.2 et pour une température du lubrifiant fixée à 20°C. Les résultats obtenus sont présentés dans la Figure V.3.

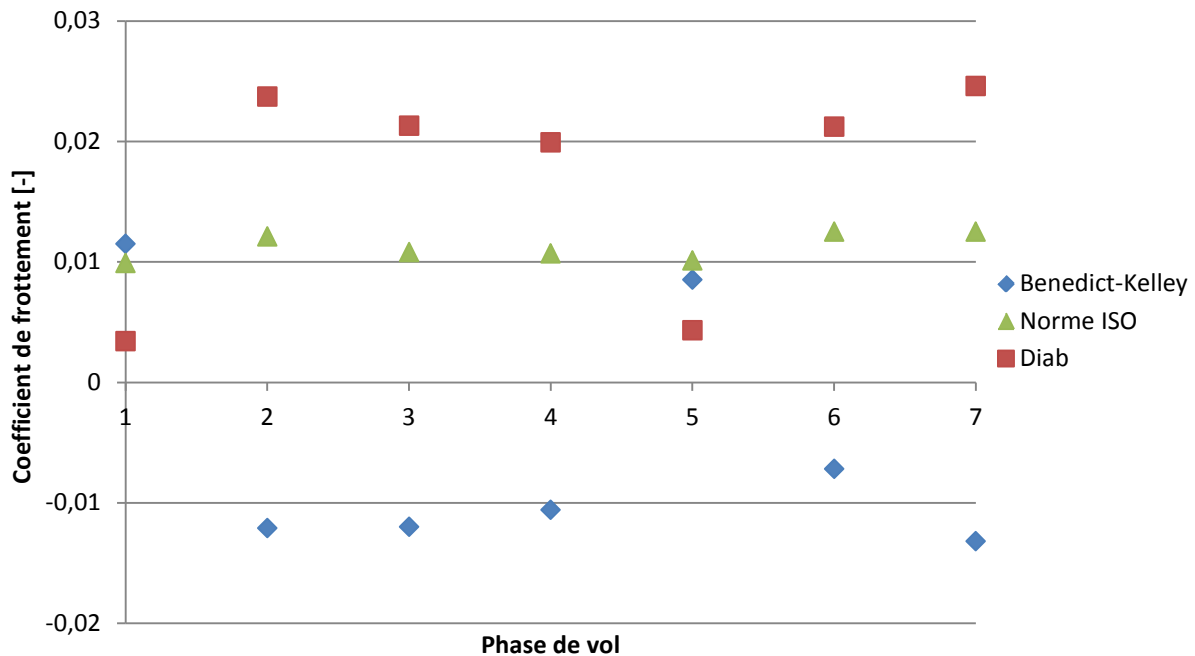


Figure V.3 – Comparaison des coefficients de frottement calculés avec les trois lois de frottement, pour l'engrènement solaire/satellites du réducteur d'application et pour une température du lubrifiant fixée à 20°C

La Figure V.3 montre que pour les phases de vol #2, #3, #4, #6 et #7, le coefficient de frottement obtenu avec la formule de Benedict-Kelley est négatif. Cela s'explique simplement par le fait que les conditions opératoires testées dans cette application numérique sont plus sévères que celles ayant permis d'établir l'expression empirique de Benedict-Kelley. En effet, il est constaté que les efforts appliqués sur les dentures et les vitesses de glissement ou de roulement dans cette application sont très nettement supérieures à ceux rencontrés dans leurs travaux [20]. Cela implique que le rapport entre la charge et les vitesses dans le logarithme de l'équation (I.5) est inférieur à 1 et donc que le logarithme prend des valeurs négatives. Seules les phases de vol #1 et #5 diffèrent. Dans ces deux cas, les vitesses et le chargement sont du même ordre de grandeur que les conditions opératoires testées par Benedict-Kelley. On notera que pour ces deux conditions, le coefficient de frottement est positif et relativement proche des deux autres modèles testés. La formulation de Benedict-Kelley ne semble donc pas adaptée pour estimer le coefficient de frottement dans le cas de l'application numérique au réducteur d'Hispano-Suiza.

Il apparaît également sur la Figure V.3 que les coefficients de frottement obtenus avec la norme ISO [9] sont tous positifs et qu'ils varient très peu en fonction des conditions opératoires. Il est à noter que la norme fournit des limites concernant la validité de la formulation qu'elle propose (équation (I.6)). En effet, il est préconisé que si la force normale unitaire à la denture est supérieure à 150 N/mm ou que la vitesse tangentielle des dentures est plus grande que 50 m/s, il est nécessaire de limiter ces deux paramètres à 150 N/mm et 50 m/s, respectivement. Or ces deux bornes sont dépassées pour les phases de vol #2, #3, #4, #6 et #7. Les deux phases de vol où ces deux variables sont inférieures aux limites sont les phases #1 et #5. La validité de l'expression proposée par la norme ISO pour cette application numérique est source d'interrogations. Cette dernière n'est donc pas retenue pour la présente étude.

Il ressort de cette analyse que le modèle développé par Diab semble le mieux adapté pour quantifier le coefficient de frottement dans le réducteur d'Hispano-Suiza. Les conditions de charge et de vitesse rencontrées dans cette étude correspondent aux conditions opératoires qui ont permis d'élaborer le modèle. Il apparaît sur la Figure V.3 que le coefficient de frottement issu du modèle de Diab prend des valeurs très faibles (0,0034 ou 0,0043) pour les conditions les moins sévères (phases de vol #1 et #5). Cela s'explique par le fait que pour ces conditions le chargement est faible. En effet, le couple en entrée est peu important et la charge est équirépartie entre les cinq satellites. De plus, les dentures étant à haut rapport de conduite, il y en permanence deux ou trois dents en contact, ce qui limite encore la charge supportée par chaque dent. Comme le montre la Figure V.4, le rapport $\frac{A_c}{A_0}$ tend vers 0, ce qui implique que la part du coefficient de frottement liée aux contacts entre les aspérités est très faible. L'évolution de l'épaisseur du film d'huile au centre du contact est donnée dans la Figure V.5. La charge étant relativement faible, la viscosité du lubrifiant à la pression de contact moyenne n'est pas très importante. La part du coefficient de frottement liée au cisaillement du film d'huile est donc également modérée. Les deux contributions étant faibles, les valeurs de coefficient de frottement sont très peu élevées pour ces deux phases de vol.

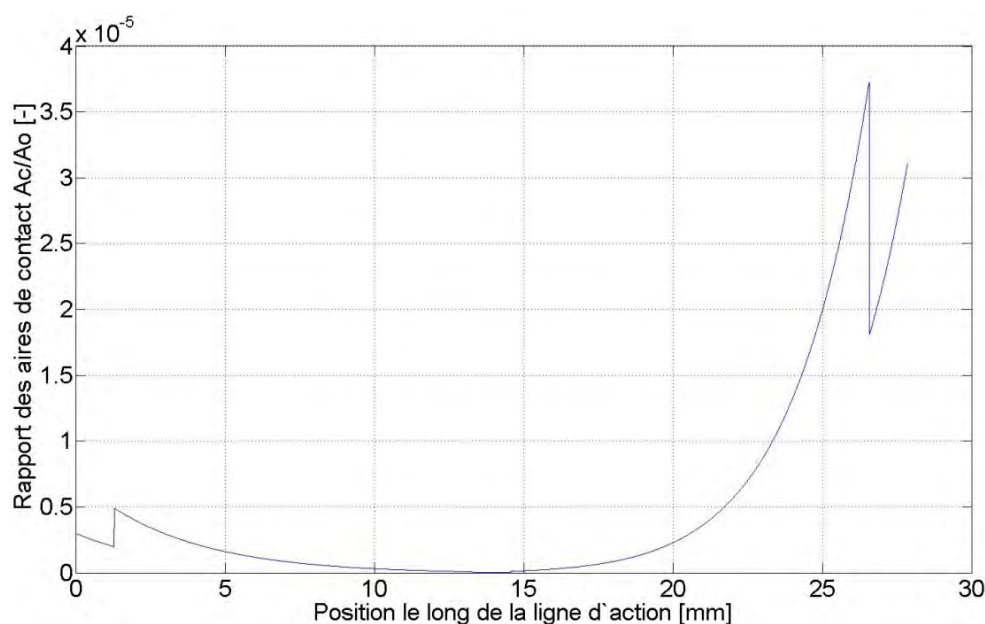


Figure V.4 – Rapport des aires de contact le long de la ligne d'action – Phase de vol #1 – Température du lubrifiant égale à 20°C

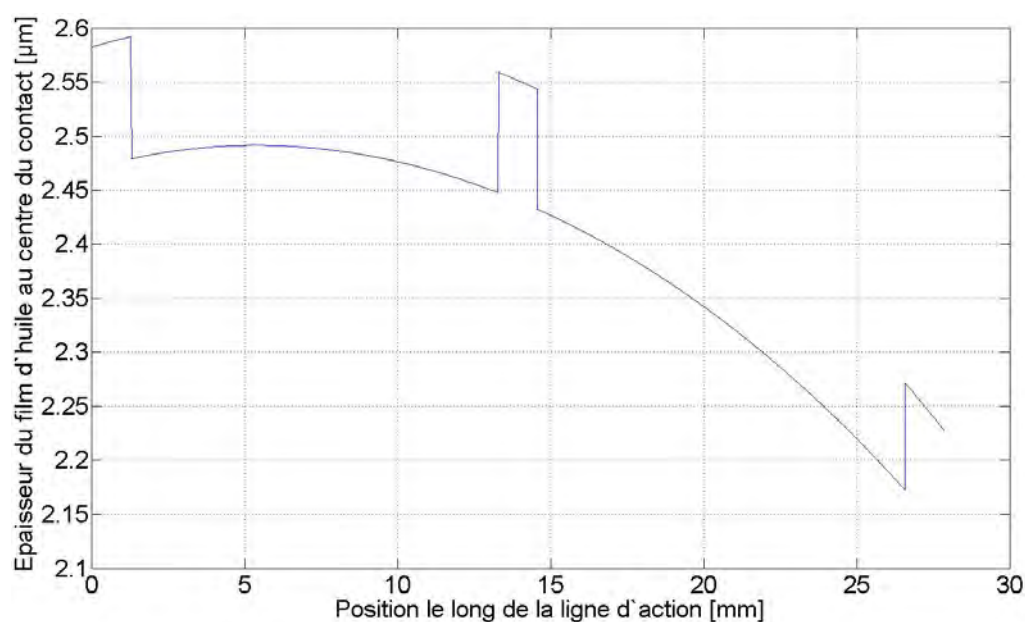


Figure V.5 – Epaisseur du film de lubrifiant au centre du contact –Phase de vol #1 – Température du lubrifiant égale à 20°C

On notera que pour des conditions plus sévères, le coefficient de frottement obtenu avec le modèle de Diab atteint des valeurs plus grandes, notamment pour la phase de vol #7 où le coefficient de frottement moyen est égal à 0,0246. Pour cette condition opératoire, la part liée aux aspérités est plus importante puisque le couple appliqué au solaire est plus grand (cf. Figure V.7). Dans le même temps, la vitesse de rotation étant également supérieure, le film d'huile qui sépare les surfaces est deux fois plus important que dans le cas précédent (Figure V.6). Mais surtout la viscosité du lubrifiant à la pression moyenne de contact est nettement augmentée du fait que la charge transmise est

beaucoup plus importante. Cela a finalement pour conséquence d'accentuer la part liée au cisaillement du film de lubrifiant. Finalement, les deux contributions sont plus importantes donc le coefficient de frottement prend une valeur plus grande. On notera que dans tous les cas, les valeurs de coefficient de frottement obtenues sont en bon accord avec les mesures réalisées sur la machine à galets haute performance présentées dans l'Annexe V.

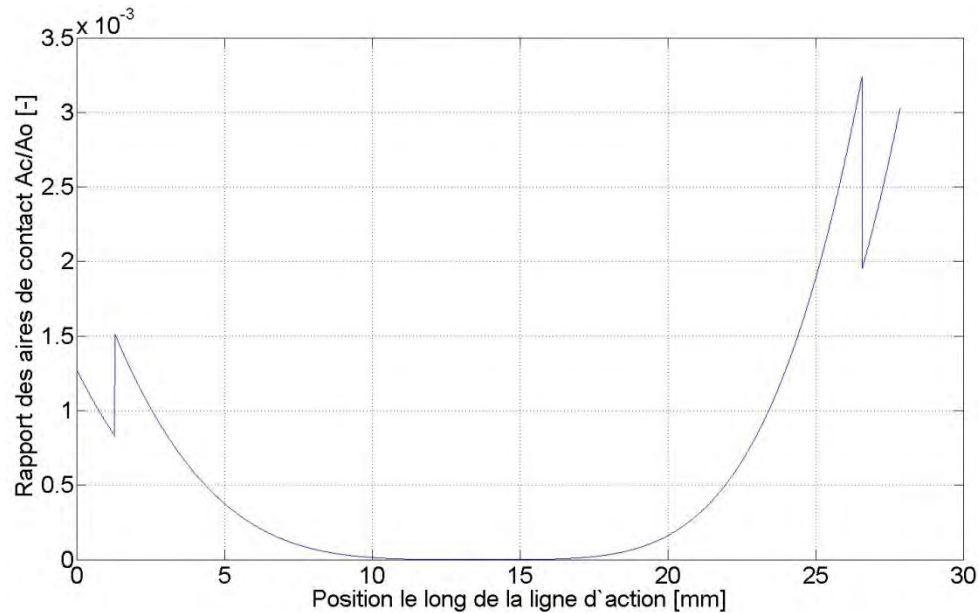


Figure V.6 – Rapport des aires de contact le long de la ligne d'action – Phase de vol #7 – Température du lubrifiant égale à 20°C

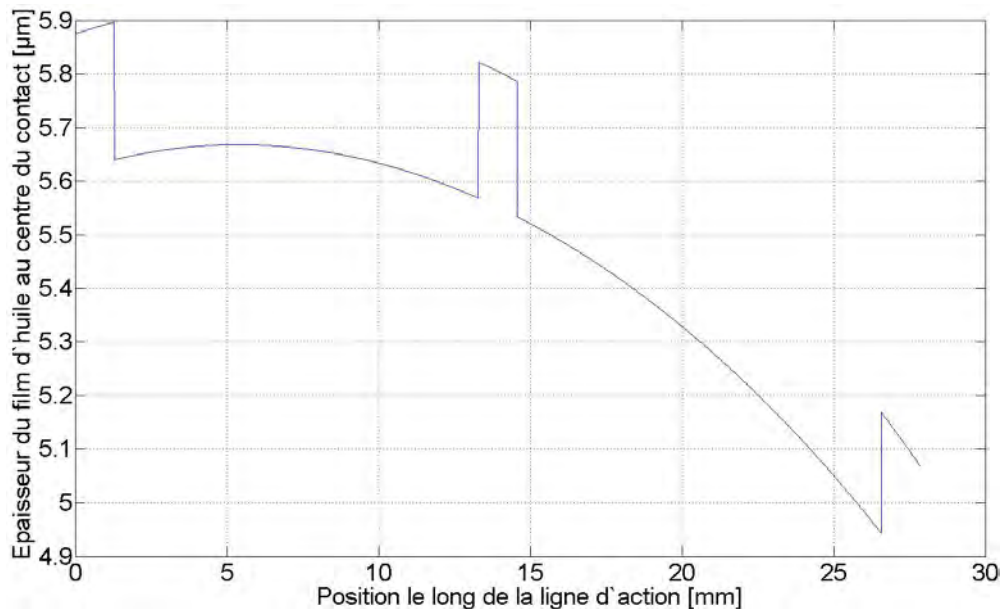


Figure V.7 – Epaisseur du film de lubrifiant au centre du contact – Phase de vol #7 – Température du lubrifiant égale à 20°C

Le modèle de Diab est donc retenu pour l'application au réducteur proposé par Hispano-Suiza. Comme il est indiqué dans le Chapitre I, il n'existe pas de modèle numérique afin de quantifier le coefficient de frottement dans le cas des dentures intérieures. Ainsi, dans un premier temps, ce dernier sera considéré identique au niveau des contacts solaire/satellites et satellites/couronne. Cette hypothèse semble plutôt conservative puisque du fait que les contacts sont conformes dans le cas des dentures intérieures, le coefficient de frottement aura tendance à être plus faible que pour les engrenages extérieurs [106]. Dans l'étude de sensibilité, le modèle de Diab et al. sera appliqué afin d'estimer une valeur du coefficient de frottement aux contacts intérieures.

V.4. APPLICATION AU REDUCTEUR D'HISPANO SUIZA

Les modèles développés dans le présent manuscrit sont maintenant appliqués au réducteur proposé par Hispano-Suiza. Les sept postes de pertes de puissance recensés dans le réducteur ainsi que les hypothèses de calcul initiales qui ont été faites sont présentés dans la liste suivante :

1. Les pertes par frottement aux contacts solaire/satellites (cf. Chapitre II).
2. Les pertes par frottement aux contacts satellites/couronne (cf. Chapitre II).
3. Les pertes par piégeage aux contacts solaire/satellites. Pour rappel, ces pertes de puissance sont estimées avec le modèle de Mauz [35] (cf. Chapitre IV). Aucun débit d'huile n'étant injecté aux contacts satellites/couronne, il est supposé, dans un premier temps, que le lubrifiant n'est pas piégé au niveau de ces engrenements.
4. Les pertes dissipées par entraînement du débit d'huile injecté aux contacts solaire/satellites (pertes par transmission de quantité de mouvement, cf. Chapitre IV). Pour ce poste, il est supposé que l'huile est injectée de manière purement radiale.
5. Les pertes par entraînement du débit de lubrifiant injecté au niveau des paliers des satellites, cf. Chapitre IV.
6. Les pertes par ventilation générées par la rotation du solaire, estimées avec le modèle de Marchesse et al. [45], cf. Chapitre IV.
7. Les pertes par ventilation générées par la rotation des satellites, également estimées avec le modèle de Marchesse et al. [45], cf. Chapitre IV.

On notera que les pertes de puissance liées au cisaillement du film d'huile entre le porte-satellite et le carter, modélisées avec la formulation issue des travaux de Couette au Chapitre IV, n'ont plus lieu d'être prises en compte puisque la géométrie du réducteur d'application est différente de celle de la transmission d'essai de la thèse.

De même, les pertes par ventilation générées par la rotation du porte-satellite dans l'air ne sont pas prises en compte. En effet, la géométrie du porte-satellite de l'application d'Hispano-Suiza étant différente de celle du réducteur d'essai, le modèle basé sur la trainée aérodynamique d'un disque et de trois cubes (cf. Chapitre IV) ne peut être transposé. On notera que même si tel était le cas, les satellites comblent les zones entre les cubes, ce qui aurait pour effet de supprimer la trainée produite par les obstacles.

Dans un premier temps, les pertes de puissance sont analysées pour trois phases de vol (phase #1, #3 et #7) et pour une température du lubrifiant fixé à 20°C. On remarquera que cette application numérique suppose que la transmission est isotherme, que tous les éléments la composant sont à la température de l'huile injectée. En effet, il n'y a pas de réseau thermique

associé au modèle de pertes de puissance proposé dans ce chapitre. Ces premiers calculs sont effectués à faible température pour mettre en avant les dissipations de puissance indépendantes de la charge. De plus, on notera que pour des questions de confidentialité, seules des répartitions ou des pertes de puissance en pourcentage sont présentées dans la suite du chapitre.

La Figure V.8 présente la répartition des pertes de puissance dans le réducteur lors de la phase de vol #1. Cette phase de vol présente les conditions de fonctionnement les moins sévères, cf. Tableau V.2. Il apparaît que les pertes de puissance majoritaires sont dues à la ventilation des mobiles. Ceci s'explique par le fait que, dans ces conditions, le coefficient de frottement prend une valeur très faible (cf. Figure V.3) et donc que les pertes dépendantes de la charge sont très limitées. Dans le même temps, cette condition opératoire est synonyme de débits d'injection très réduits ce qui justifie les faibles parts des pertes par accélération du lubrifiant et par piégeage d'huile aux contacts solaire/satellite. La part concernant les pertes par ventilation est par conséquent en proportion plus importante que celles des autres sources de dissipation. Mais en valeur absolue ce poste de perte ne représente que peu de puissance puisque le rendement de la transmission dans ces conditions opératoire est de 99,7 %.

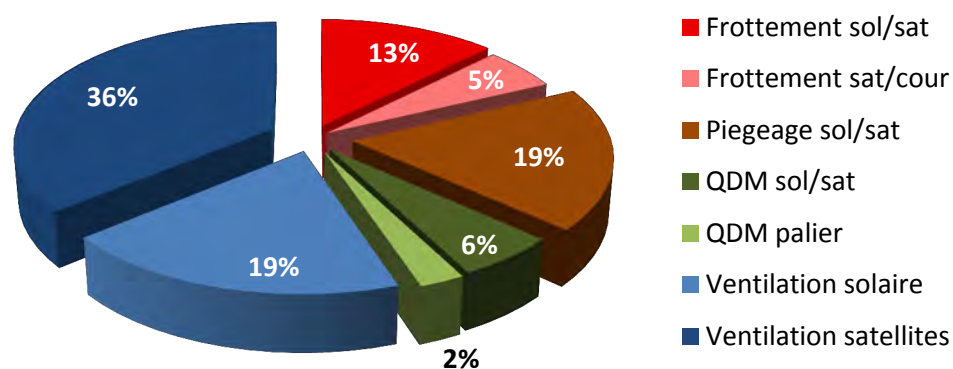


Figure V.8 – Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'application, pour la phase de vol #1 et pour une température du lubrifiant fixée à 20°C

La Figure V.9 présente la répartition des pertes de puissance dans le réducteur épicycloïdal pour la phase de vol #3. D'après le Tableau V.2, dans ces conditions, la vitesse de rotation est presque maximale et le couple est égal à environ un tiers du couple maximal. Il ressort de cette simulation que les conditions étant plus sévères, le coefficient de frottement est plus important, ce qui implique une augmentation de la part des pertes de puissance liée au frottement entre dentures. On notera également que les débits injectés dans le réducteur sont également nettement plus conséquents. Cela a un impact à la fois sur les pertes par piégeage et sur les dissipations de puissance liées aux phénomènes d'entraînement de lubrifiant. On notera cependant que l'augmentation de ces deux postes de pertes de puissance n'apparaît pas sur la répartition de la Figure V.9, du fait que l'ensemble des pertes de puissance augmente dans le même temps. Pour les mêmes raisons, si on a bien des pertes par ventilation des mobiles qui augmentent, du fait que la vitesse de rotation est devenue presque maximale, cela ne se traduit pas par une importance accrue de leur part lorsque

l'on passe de la phase de vol #1 à #3. Dans ces conditions, le rendement total du train est égal à 99,15 %.

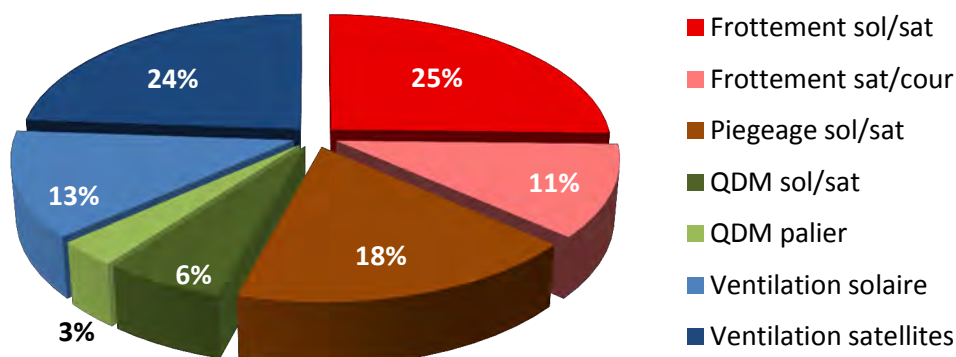


Figure V.9 – Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'application, pour la phase de vol #3 et pour une température du lubrifiant fixée à 20°C

Finalement, la Figure V.10 présente la répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'application pour la phase de vol #7. Il apparaît que pour ces conditions les plus sévères, la part liée aux pertes par frottement aux dentures devient prépondérante puisqu'elle représente 63 % des pertes de puissance totales. Dans le même temps, la vitesse de rotation étant quasiment inchangée par rapport à la phase de vol #3, les pertes de puissance par ventilation restent presque identiques en valeurs absolues. Les débits injectés étant légèrement plus importants que dans le cas précédent, les pertes liées au piégeage et à la transmission de quantité de mouvement sont faiblement augmentées en valeurs absolues. Dans ces conditions, le rendement du réducteur devient égal à 99,43 %.

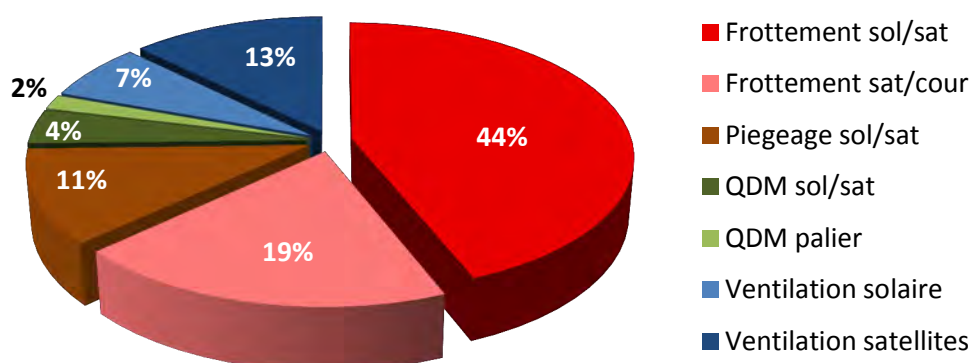


Figure V.10 – Répartition des pertes de puissance dans le réducteur d'application, pour la phase de vol #7 et pour une température du lubrifiant fixée à 20°C

Il ressort de ces quelques résultats que la répartition des pertes de puissance est très nettement dépendante des conditions de fonctionnement. Il est également mis en évidence que dès lors que les conditions de chargement sont conséquentes, les pertes dépendantes de la charge deviennent prépondérantes. On rappellera que cette étude ne tient pas compte des pertes au niveau des paliers des satellites. La prise en compte de ce poste de perte supplémentaire risque de modifier les graphiques de distribution.

V.5. ETUDE DE SENSIBILITE

Cette partie vise à tester d'autres hypothèses de calcul et à analyser les pertes de puissance ainsi obtenues. Afin de traduire les gains ou les déficits de puissance des différentes suppositions, les dissipations sont données en pourcentage, en supposant que les pertes obtenues dans la configuration de calcul initiale (de la partie V.4) sont égales à 100%. Afin de voir une réelle influence des différentes hypothèses sur les pertes de puissance, il semble pertinent de se placer dans le cas où les pertes sont maximales. C'est pourquoi les conditions opératoires des prochaines simulations sont la phase de vol #7 et une température du lubrifiant fixée à 20°C.

V.5.a. Influence de la prise en compte du piégeage à la couronne

Comme il a été montré lors des mesures sur le banc d'essai (cf. Chapitre IV), les pertes par piégeage à la couronne peuvent être prépondérantes dès lors qu'un débit d'huile y est piégé. Dans la présente application, aucun débit d'huile n'est injecté pour lubrifier les contacts satellites/couronne. C'est pourquoi dans un premier temps, il a été supposé que ce poste de perte était nul. Cependant, il est envisageable qu'une partie du débit total injecté dans la transmission soit centrifugée et finalement piégée entre les satellites et la couronne. C'est pourquoi quatre hypothèses sont testées et comparées avec le modèle numérique.

- Hypothèse #1 : Aucun débit n'est piégé, il s'agit des mêmes résultats que ceux présentés dans la Figure V.10.
- Hypothèse #2 : il est supposé que 10 % du débit total injecté dans le réducteur est piégé aux contacts satellites/couronne.
- Hypothèse #3 : il est supposé que 20 % du débit total injecté dans le réducteur est piégé aux contacts satellites/couronne.
- Hypothèse #4 : il est supposé que 30 % du débit total injecté dans le réducteur est piégé aux contacts satellites/couronne.

La Figure V.11 présente les résultats obtenus avec le modèle numérique pour les quatre hypothèses décrites précédemment. Il ressort que dès qu'un débit d'huile est piégé aux engrenements satellites/couronne, les pertes totales produites par la transmission sont augmentées significativement. En effet, en supposant que 30 % du débit total est piégé aux contacts satellites/couronne, les pertes de puissance sont augmentées de près de 20 % par rapport à la configuration de calcul initiale. Cela met donc en lumière qu'il est nécessaire d'optimiser les débits dans le réducteur afin d'injecter suffisamment d'huile pour une bonne lubrification et pour évacuer les calories mais éviter la sur-lubrification, synonyme de pertes de puissance accrues et

d'échauffements supplémentaires. L'une des solutions proposée est donc de développer un modèle thermique de la transmission d'Hispano-Suiza afin de définir précisément le juste besoin en huile.

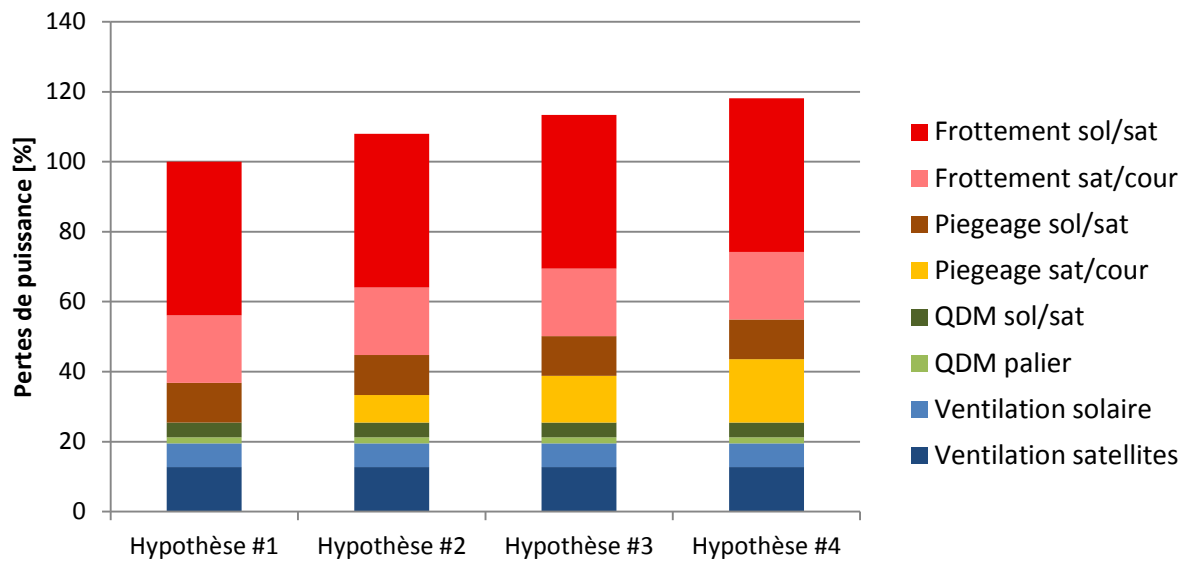


Figure V.11 – Influence des pertes par piégeage aux contacts satellites/couronne sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application

V.5.b. Influence de l'effet du confinement des mobiles

Il ressort de la partie précédente que la part des pertes de puissance dues à la ventilation des mobiles n'est pas négligeable. Dans la Figure V.10, elles représentent tout de même 20 % des pertes totales. Cette part importante peut être justifiée par le fait que les dentures du réducteur d'application sont à haut rapport de conduite, ce qui signifie que la hauteur des dents est nettement plus grande que dans le cas d'un pignon normalisé. Or, comme le montre Marchesse et al. [107], la hauteur des dents a une influence non négligeable sur les pertes de puissance dissipées par la rotation d'un pignon.

Le modèle utilisé dans cette application pour estimer les dissipations de puissance par ventilation du solaire et des satellites suppose que ces mobiles sont en rotation dans un milieu infini. Or, dans le cas du réducteur épicycloïdal, ces derniers risquent d'être confinés dans des volumes restreints. Comme expliqué dans le Chapitre I, ce confinement (notamment la présence de parois proches des flancs des pignons [23]) peut avoir un effet non négligeable sur les pertes par ventilation. C'est pourquoi quatre hypothèses sont testées, en supposant que le confinement réduit plus ou moins les pertes dissipées par ventilation.

- Hypothèse #1 : le confinement n'a aucun effet sur les pertes par ventilation des mobiles, il s'agit des mêmes résultats que ceux présentés dans la Figure V.10.
- Hypothèse #2 : le confinement réduit de 10 % les pertes par ventilation du réducteur d'application.
- Hypothèse #3 : le confinement réduit de 20 % les pertes par ventilation du réducteur d'application.

- Hypothèse #4 : le confinement réduit de 30 % les pertes par ventilation du réducteur d'application.

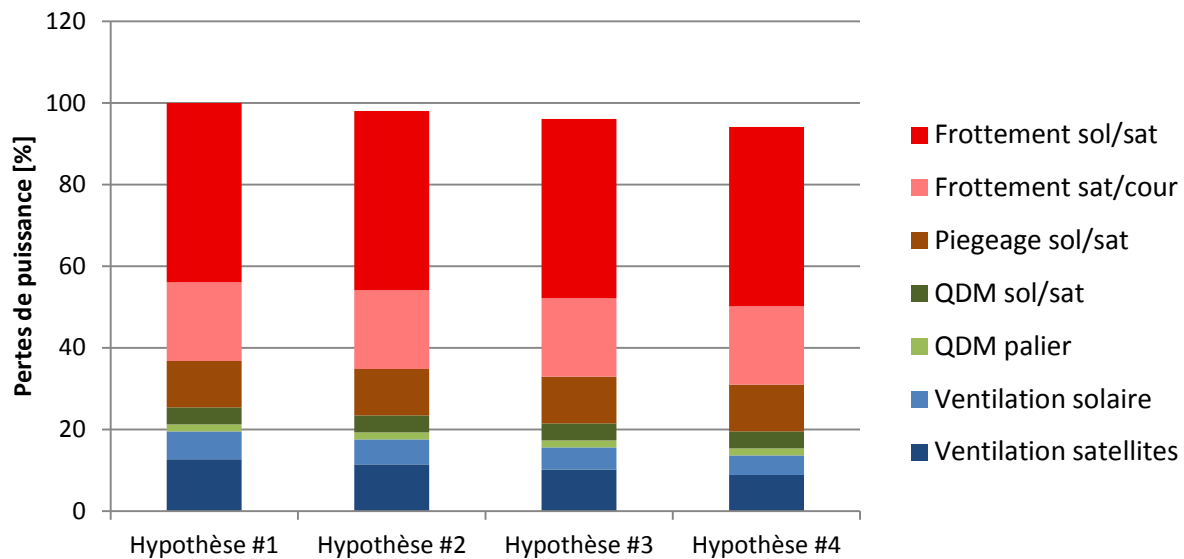


Figure V.12 – Influence de l'effet du confinement des mobiles sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application

Ces résultats montrent très clairement que l'effet du confinement sur les pertes totales produites par la transmission est très limité. En effet, en supposant que le confinement réduit de 30 % les pertes par ventilation des mobiles, les pertes de puissance totales du réducteur ne sont réduites que de 6 %. On notera ici que l'effet du confinement sur la distribution serait plus marqué pour les phases de vol #1 ou #3, conditions pour lesquelles les pertes de puissance par ventilation représentent une part plus conséquente des dissipations totales.

V.5.c. Influence des corrections de profil

Comme il a été démontré dans le Chapitre II, les corrections de profil peuvent grandement réduire les pertes de puissance par frottement aux dentures dans un réducteur épicycloïdal. Trois corrections différentes sont ici testées afin de quantifier l'apport énergétique qu'elles peuvent générer.

- Hypothèse #1 : aucune correction ne sont apportées au réducteur, il s'agit des mêmes résultats que ceux présentés dans la Figure V.10.
- Hypothèse #2 : des corrections définies par une profondeur de correction de profil adimensionnée P égale à 1 et une longueur de correction de profil adimensionnée Γ égale à 10 % sont apportées en tête et en pied des satellites.
- Hypothèse #3 : des corrections définies par une profondeur de correction de profil adimensionnée P égale à 2 et une longueur de correction de profil adimensionnée Γ égale à 20 % sont apportées en tête et en pied des satellites.

- **Hypothèse #4** : des corrections définies par une profondeur de correction de profil adimensionnée P égale à 2,5 et une longueur de correction de profil adimensionnée Γ égale à 25 % sont apportées en tête et en pied des satellites.

La Figure V.13 met en évidence que les corrections de profil ont une influence forte sur les pertes de puissance totales produites par la transmission. En effet, un gain énergétique allant jusqu'à 25 % peut être obtenu. On notera cependant qu'il est nécessaire pour une application industrielle de tenir compte de l'effet des corrections sur l'aspect vibratoire et dynamique de la transmission. On remarquera également que les corrections de profil ont une influence sur les valeurs du coefficient de frottement, mais que cela n'est pas pris en compte dans cette application. En effet, comme expliqué dans le Chapitre I, les corrections de profil modifient le chargement normal dans les zones où la vitesse de glissement maximale, ce qui a une incidence à la fois sur les pertes de puissance mais également sur la valeur du coefficient de frottement.

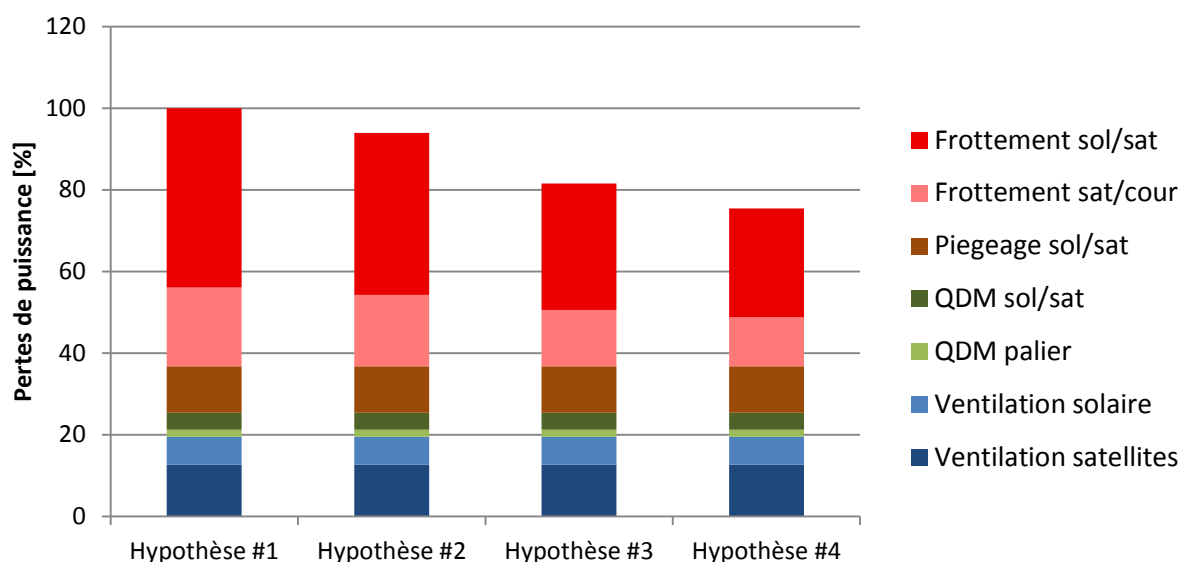


Figure V.13 – Influence des corrections de profil sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application

V.5.d. Influence de la température du lubrifiant

Tous les calculs présentés précédemment ont été réalisés avec une température de l'huile fixée à 20°C. Il est évident que la température de fonctionnement sera nettement supérieure. Hispano-Suiza préconise que la température maximale atteinte par le lubrifiant est de 140°C. L'influence de la température du lubrifiant (et donc de toute la transmission puisqu'il s'agit d'une approche isotherme) sur les pertes de puissance du réducteur est analysée. Quatre températures sont donc testées :

- **Hypothèse #1** : la température du lubrifiant est fixée à 20°C, il s'agit des mêmes résultats que ceux présentés dans la Figure V.10.

- Hypothèse #2 : la température du lubrifiant est fixée à 60°C.
- Hypothèse #3 : la température du lubrifiant est fixée à 100°C.
- Hypothèse #4 : la température du lubrifiant est fixée à 140°C.

Comme le montre la Figure V.14, la température du lubrifiant a un impact considérable sur la valeur du coefficient de frottement moyen obtenu avec le modèle de Diab et al. Il est ainsi mis en évidence que l'augmentation de la température du lubrifiant modifie le régime de lubrification. A faible température, le régime de lubrification est en film complet (le rapport des aires de contact tend vers zéro). La viscosité du lubrifiant étant importante, le coefficient de frottement est dû au cisaillement du film d'huile. Dès lors que la température augmente, la part liée au cisaillement du fluide décroît du fait que la viscosité diminue et que l'épaisseur du film d'huile se réduit. Dans le même temps, la part due aux contacts entre les aspérités augmente légèrement mais reste faible. Le régime de lubrification est mixte. Lorsque la haute température est atteinte, le film d'huile est devenu faible et le contact entre les aspérités est prépondérant (le rapport des aires de contact atteint environ 12%). Le régime de lubrification devient limite et le coefficient de frottement augmente de nouveau.

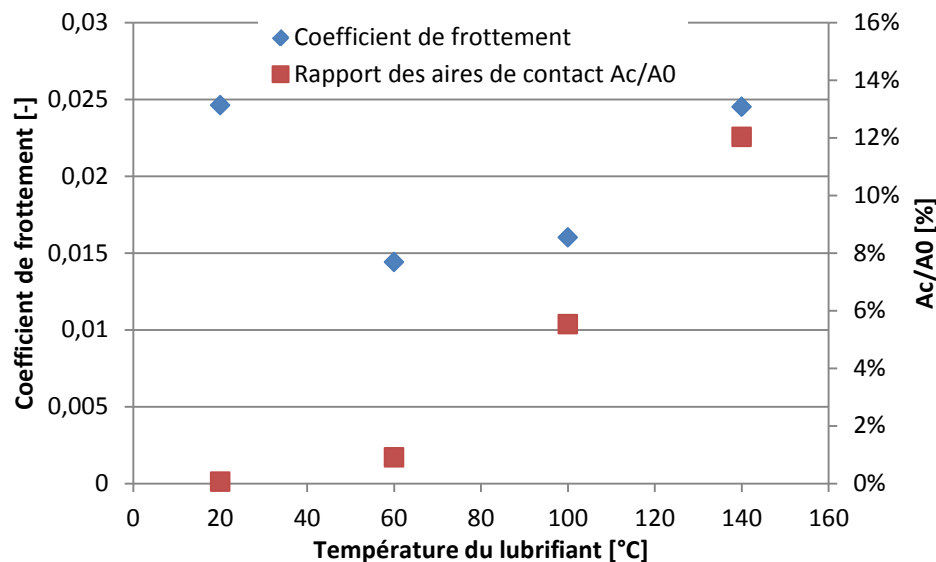


Figure V.14 – Influence de la température du lubrifiant sur le coefficient de frottement moyen calculé avec le modèle de Diab et al.

La Figure V.15 présente l'influence de la température sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application. Il apparaît que les pertes de puissance par frottement suivent l'évolution du coefficient de frottement de la Figure V.14. Les postes de pertes de puissance tels que le piégeage et la transmission de quantité de mouvement sont liés aux propriétés du lubrifiant (viscosité et masse volumique) tandis que les pertes par ventilation sont fonction des caractéristiques de l'air, dont la température est prise égale à celle du lubrifiant. Les caractéristiques de ses deux fluides réduisant lorsque la température augmente, les pertes indépendantes de la charge ont tendance à diminuer avec l'augmentation de la température de la transmission. Cela est mis en évidence en comparant les résultats à 20°C et 140°C. Comme le montre la Figure V.14, pour ces deux cas le coefficient de frottement est identique, ce qui signifie que les pertes de puissance par

frottement sont similaires à 20°C et 140°C. La réduction de 12 % entre les hypothèses #1 et #4 de la Figure V.15 correspond donc à la diminution des pertes indépendantes de la charge entre ces deux températures de fonctionnement. On notera que lorsque la température du lubrifiant est de 100°C les dissipations de puissance sont réduites de près de 31 %, par rapport au cas où la température de l'huile est de 20°C, ce qui souligne encore l'influence de la température sur le rendement de la transmission.

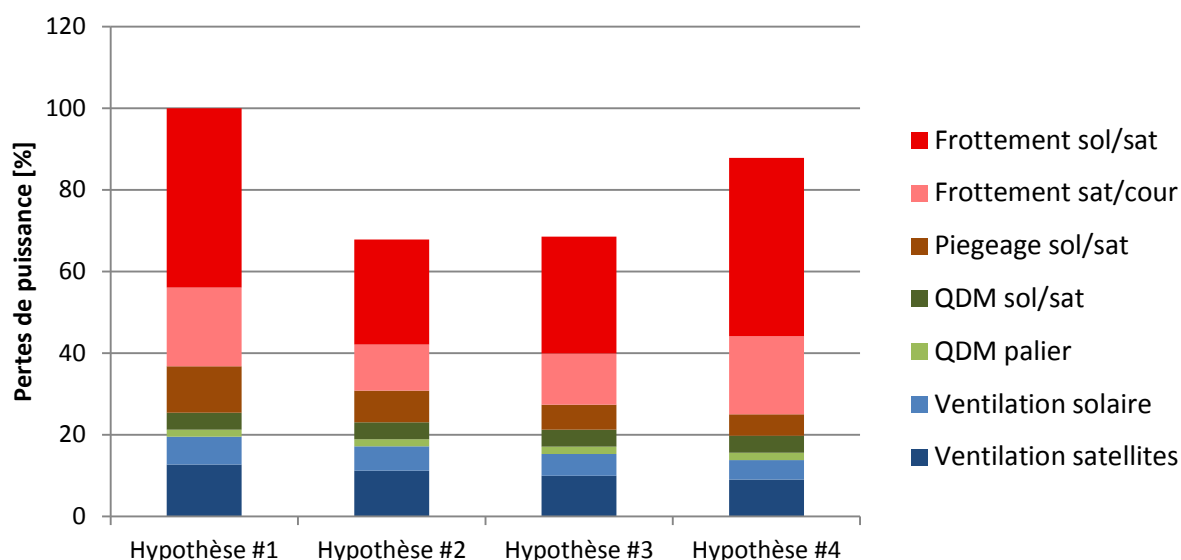


Figure V.15 – Influence de la température du lubrifiant sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application

V.5.e. Influence de la prise en compte d'un coefficient de frottement aux dentures intérieures différent

Dans les calculs précédents, il a été supposé que le coefficient de frottement est identique pour les contacts extérieurs et intérieurs. Or, comme le suppose Höhn et al. [106], le coefficient de frottement dans le cas des dentures intérieures est différent de celui rencontré aux contacts extérieurs. Aucun modèle n'étant disponible pour le quantifier, le modèle de Diab et al. est appliqué pour proposer une estimation. Pour la condition opératoire correspondant à la phase de vol #7 et une température du lubrifiant égale à 20°C, le coefficient de frottement des contacts intérieurs obtenus avec le modèle de Diab et al. est égal à 0,0073, alors que celui des contacts extérieurs est de 0,0246. L'impact d'un tel coefficient sur les pertes de puissance totales est présenté dans la Figure V.16. L'hypothèse #1 correspond au cas où le même coefficient (0,0246) est utilisé pour les deux types de denture et l'hypothèse #2 correspond au cas où deux coefficients différents sont appliqués.

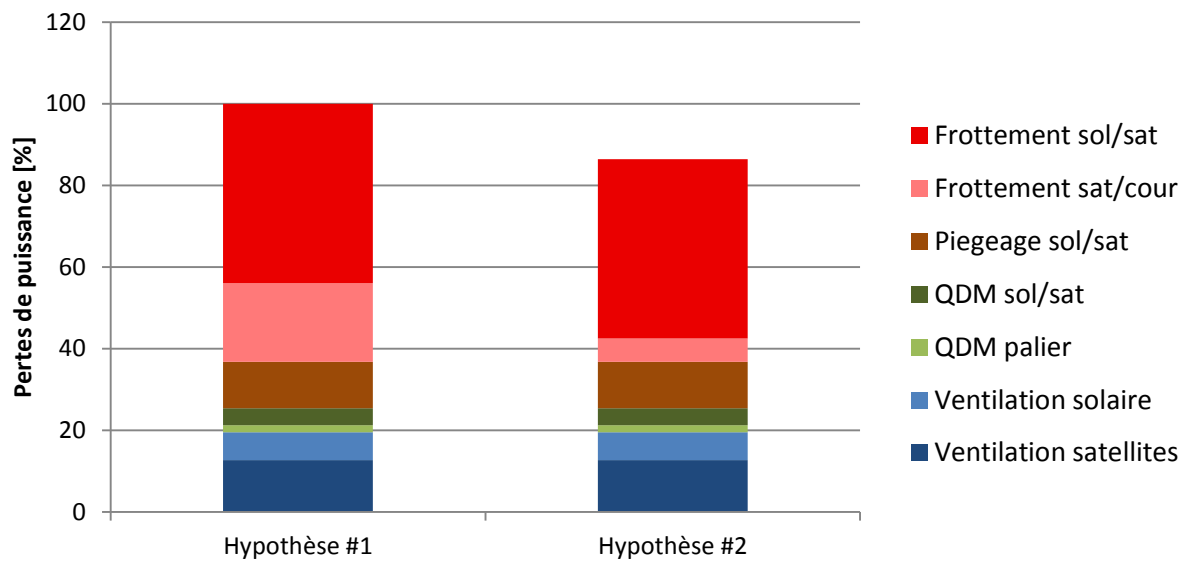


Figure V.16 – Influence de la prise en compte d'un coefficient différent pour les engrènements satellites/couronne sur les pertes de puissance totales produites par le réducteur d'application

Il apparaît dans la Figure V.16 que la prise en compte d'un coefficient de frottement différent et inférieur pour estimer les pertes par frottement aux engrènements intérieurs réduit les pertes de puissance totales produites par la transmission de 14 %. On notera que la valeur du coefficient de frottement entre les satellites et la couronne est donnée à titre indicatif, pour tester la sensibilité du modèle numérique développé dans la thèse. Le modèle de Diab et al. n'est aucunement adapté pour traiter du cas des engrènements intérieurs. Il serait intéressant de réaliser de nouveaux essais sur la machine à galets haute performance, en testant des éprouvettes permettant d'avoir des contacts conformes, afin de construire un nouveau modèle empirique pour quantifier le coefficient de frottement dans les dentures intérieures.

V.5.f. Influence du nombre de satellite

Il est remarqué dans le Chapitre I du présent manuscrit que des auteurs tels que Talbot et al. [58] ont noté de manière expérimentale que les pertes de puissance indépendantes de la charge croissent lorsque le nombre de satellite augmente alors que les pertes dépendantes de la charge restent identiques. D'autres tels que Lia et Hou [59] montrent que inversement les pertes de puissance indépendantes de la charge sont indépendantes du nombre de satellite. L'influence du nombre de satellite sur les dissipations de puissance produites par le réducteur d'application est analysée avec le modèle numérique. Trois configurations sont testées : 3 satellites, 5 satellites (il s'agit de la configuration initiale) et 7 satellites. On supposera que le débit total injecté dans la transmission (cf. Tableau V.2) reste identique quel que soit le nombre de satellite dans la transmission.

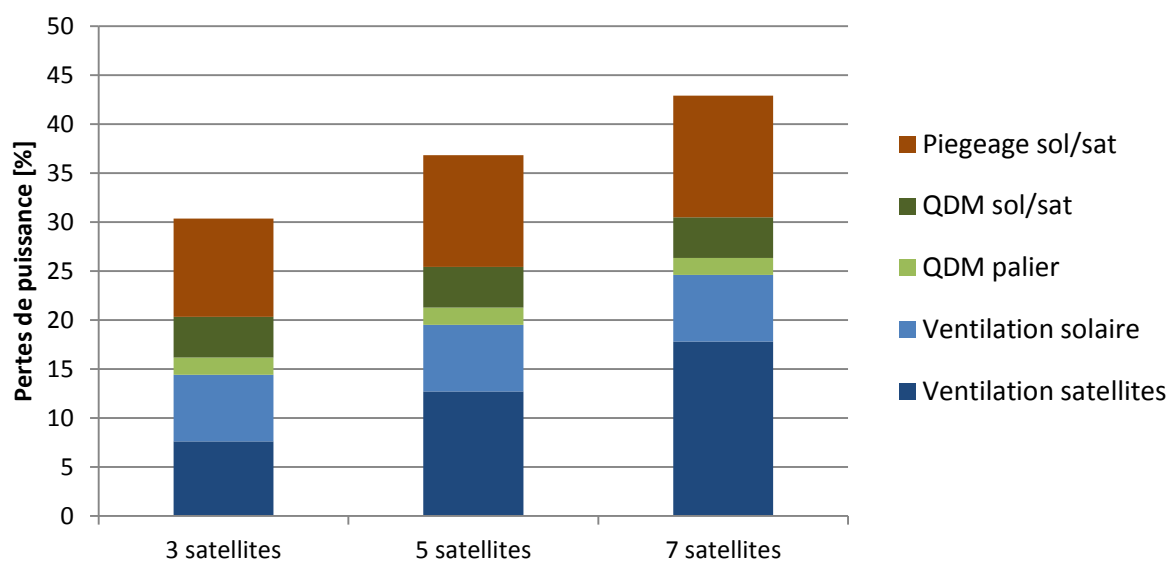


Figure V.17 – Influence du nombre de satellites sur les pertes de puissance indépendantes de la charge produites par le réducteur d'application

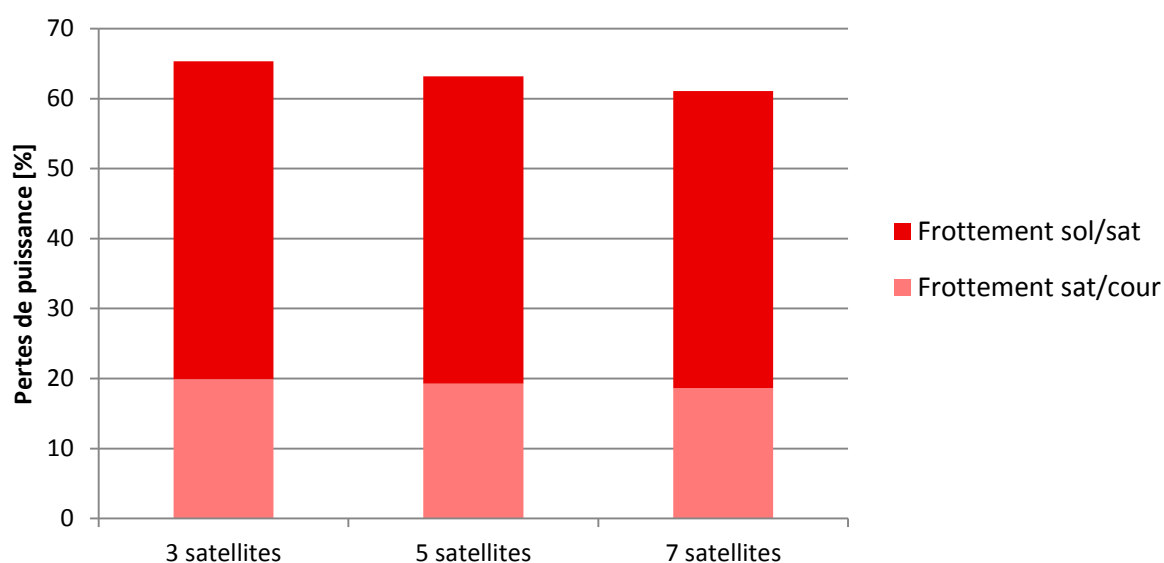


Figure V.18 – Influence du nombre de satellites sur les pertes de puissance dépendantes de la charge produites par le réducteur d'application

Les Figure V.17 et Figure V.18 montrent que les constatations de Talbot et al. [58] sont confirmées puisque les pertes de puissance indépendantes de la charge obtenues avec le modèle sont très nettement impactées par l'ajout ou le retrait de deux satellites. L'influence sur les pertes de puissance dépendantes de la charge est quant à elle bien moins marquée. On notera encore une fois que le modèle ne tient pas compte des pertes de puissance (indépendantes et dépendantes de la

charge) dissipées par les paliers des satellites. Les résultats seraient certainement différents en les prenant en considération.

V.6. CONCLUSION

Ce chapitre présente une application numérique des modèles développés dans ces travaux à un réducteur épicycloïdal sélectionné par Hispano-Suiza. Dans un premier temps, l'architecture, le lubrifiant et les conditions opératoires (vitesses, chargements et débits) à tester ont été présentés.

Dans un second temps, une analyse de modèles permettant de quantifier le coefficient de frottement aux dentures a été réalisée. Trois formulations ont été appliquées au réducteur d'Hispano-Suiza. Il est montré que le modèle proposé par Benedict-Kelley n'est pas adapté aux conditions opératoires simulées. En effet, ces dernières sont trop sévères (en terme de chargement et de vitesse) par rapport à celles ayant permis de construire l'expression empirique. Cette équation n'est donc pas retenue dans cette étude. Le modèle préconisé par la norme ISO donne quant à lui des résultats plus plausibles. Il est cependant constaté qu'il est limité par des bornes concernant le chargement et la vitesse des engrenages. Or pour la plupart des cas testés ces limites sont dépassées. C'est pourquoi cette formulation est également mise de côté pour la présente application numérique. Finalement, il est montré que le modèle le plus adapté et le plus robuste pour traiter du coefficient de frottement dans cette étude est celui proposé par Diab et al.

Dans un troisième temps, une configuration initiale de calcul est choisie. Cette dernière fait l'hypothèse qu'aucune correction n'est apportée aux dentures du réducteur et qu'aucun débit d'huile n'est piégé aux contacts satellites/couronne. Trois conditions de vol sont ainsi simulées et la répartition des pertes de puissance dans la transmission d'Hispano-Suiza est analysée pour les trois cas. Il est montré que la distribution des pertes est très nettement dépendante des conditions opératoires. Il ressort également que dès lors que les conditions deviennent sévères, les pertes de puissance dépendantes de la charge sont prépondérantes.

Finalement, une étude de sensibilité du modèle proposé a été réalisée. Plusieurs hypothèses ont été testées. Il est ainsi montré qu'en supposant qu'un pourcentage du lubrifiant injecté dans le réducteur était finalement piégé au niveau des engrènements intérieures, les pertes de puissance totales produites par la transmission pouvaient être grandement impactées. Il est également mis en évidence qu'en supposant que les mobiles sont confinés, ce qui engendrerait une diminution des pertes par ventilation, les dissipations de puissance totales produites par la transmission n'étaient que très peu réduites. L'influence des corrections de profil des dentures sur les pertes de puissance produites par le réducteur est également clairement mise en lumière en testant différentes corrections. Cette étude de sensibilité montre aussi que la température du lubrifiant a un impact conséquent à la fois sur les pertes dépendantes de la charge, via le coefficient de frottement, et sur les pertes indépendantes de la charge, via les propriétés physiques du lubrifiant. Il est également mis en évidence dans cette application que pour améliorer la précision du modèle, il serait nécessaire de développer une expression afin de quantifier le coefficient de frottement dans les dentures intérieures. En effet, ce dernier semble inférieur à celui rencontré aux contacts extérieurs. Prendre le même coefficient au niveau des deux types d'engrènement du réducteur reviendrait à surestimer les

pertes par frottement aux dentures dans la transmission. Finalement, l'influence du nombre de satellite sur le rendement du train épicycloïdal est analysée. Il ressort que le nombre de satellite affecte considérablement les pertes de puissance indépendantes de la charge contrairement aux pertes dépendantes de la charge qui sont peu impactées. Il est noté que la présente étude ne tient pas compte des pertes de puissance dissipées par les paliers des satellites. Les résultats décrits dans ce chapitre seront sans aucun doute modifiés en les prenant en considération.

Pour conclure, il apparaît que deux pistes d'optimisation principales ressortent de cette étude de sensibilité. La première consiste à modifier la géométrie des dentures du réducteur en y apportant des modifications de profil. En effet, il est montré que dès lors que la transmission est chargée, ce poste de perte devient majoritaire et donc que travailler sur leur réduction aura un impact conséquent sur le rendement du réducteur. De plus, il est mis en évidence que l'optimisation des débits d'injection du lubrifiant dans la transmission est également une source d'amélioration du rendement de la transmission. Pour cela, il semble indispensable de bâtir un modèle thermique du réducteur d'application afin de définir précisément le bon compromis entre des températures raisonnables, une bonne lubrification et des pertes de puissance limitées. Ces deux pistes semblent être des points de développement que la société Hispano-Suiza pourrait envisager.

CONCLUSION GENERALE

Le contexte environnemental actuel pousse les fabricants de moteur d'avion à concevoir de nouveaux systèmes de propulsion moins énergivores. La technologie des « open rotors » est l'une des voies de développement que suivent les motoristes. L'équipementier Hispano-Suiza se propose de concevoir la transmission mécanique permettant de transférer la puissance de l'axe de la turbine vers les deux hélices contrarotatives. Pour cela le choix technologique d'un train épicycloïdal lubrifié par jet d'huile a été retenu. Il apparaît cependant que la transmission mécanique étant montée en série dans la chaîne de puissance, son rendement impacte directement celui du moteur. Les voies de recherche d'Hispano-Suiza sont donc d'optimiser le réducteur afin de limiter les pertes de puissance produites et finalement de restreindre la consommation du turbopropulseur.

L'objectif du travail présenté dans ce manuscrit est de proposer un modèle numérique permettant de quantifier les différents postes de pertes de puissance générées dans un réducteur épicycloïdal lubrifié par injection de lubrifiant.

Le premier chapitre présente un état de l'art concernant les pertes de puissance dans les transmissions mécaniques par engrenage. Il est montré que la majorité des modèles numériques développés sur le sujet sont centrés sur les trains conventionnels à axes parallèles, mais que certains d'entre eux sont potentiellement transposables à un réducteur épicycloïdal. L'analyse de la littérature concernant les études sur les trains planétaires montre qu'une grande partie se concentre uniquement sur les pertes par frottement aux dentures, ces dernières étant nettement majoritaires lorsque la transmission mécanique est fortement chargée. Il est mis en évidence qu'une solution d'optimisation des dissipations par frottement aux dentures est la modification de profil des engrenages. Il semble donc nécessaire que le modèle développé pour Hispano-Suiza prenne en compte ces potentielles sources de gains énergétiques. De plus, ce chapitre met en évidence qu'il n'existe pas de réel consensus dans la littérature quant à la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un train épicycloïdal. Seule une étude propose une méthode par retranchement afin de l'analyser précisément. Cependant au vu des résultats obtenus, il semble que cette approche mérite d'être testée dans les présents travaux afin de juger de son efficacité. Finalement, s'il s'avère qu'une telle approche n'est pas exploitable, il est proposé d'appliquer une méthode thermomécanique, basée sur le couplage fort entre le comportement thermique d'une transmission et les pertes de puissance qu'elle dissipe. Il est montré qu'une telle approche a déjà été exploitée plusieurs fois dans la littérature et qu'elle peut apporter de précieuses informations inaccessibles avec de simples mesures de couple.

Le second chapitre de ce manuscrit décrit la conversion d'une formule analytique permettant de quantifier les pertes de puissance dissipées par frottement, tout en tenant compte des modifications de profil apportées aux dentures. Cette dernière étant développée à l'origine pour traiter du cas des engrenages extérieurs, il a été nécessaire de la transposer au cas des engrenages intérieurs afin de quantifier ce poste de pertes de puissance dans le réducteur épicycloïdal complet. Ce chapitre met en évidence que l'influence des corrections sur les pertes de puissance dissipées par ces deux types de dentures est similaire. Il est également montré qu'à iso-dimension et pour un même coefficient de frottement, les engrenages intérieurs dissipent moins de puissance que leurs homologues extérieurs. Finalement, ce second chapitre propose le développement d'un modèle numérique afin d'estimer les pertes de puissance par frottement à la denture dans un train épicycloïdal complet. La comparaison entre les résultats numériques obtenus et des mesures

expérimentales issues de la littérature permet de valider le modèle proposé et de souligner l'importance d'une estimation précise du coefficient de frottement en fonction des conditions opératoires. Enfin, il est montré que les corrections de profil peuvent potentiellement apporter un gain énergétique conséquent dans ce type de transmission mécanique.

La troisième partie détaille les moyens expérimentaux développés dans ces travaux afin d'analyser la répartition des pertes de puissance indépendantes de la charge dans un réducteur épicycloïdal. Pour cette phase expérimentale, la transmission d'essai étudiée est un train à échelle réduite par rapport au réducteur envisagé par Hispano-Suiza. Des premières mesures permettent de confirmer qu'une méthode par retranchement semble inadaptée pour étudier la distribution des pertes. Ces essais légitiment donc le choix d'une approche couplant les aspects perte de puissance et thermique pour les présents travaux. Ce chapitre propose finalement de décrire le modèle thermique du réducteur d'essai qui a été développé à l'aide de la méthode des réseaux thermiques. En comparant des mesures de refroidissement du réducteur aux réponses en température calculées numériquement, il est vérifié que les échanges entre la transmission d'essai et l'air ambiant sont bien pris en compte dans le modèle. De la même manière, des mesures en injectant de l'huile chaude dans le réducteur à l'arrêt ont permis de justifier que les échanges entre l'huile et les éléments en contacts avec cette dernière étaient modélisés convenablement.

Dans le quatrième chapitre, les pertes de puissance dissipées par la rotation du porte-satellite avec et sans injection de lubrifiant sont mesurées et modélisées. Il est mis en évidence que, dans le cas où aucun débit n'est injecté, les pertes dissipées par la trainée aérodynamique du porte-satellite sont nettement de second ordre. Dans le deuxième cas, il est montré que les pertes de puissance ne sont pas générées par des phénomènes de ventilation mais plutôt par de l'entraînement de lubrifiant et du cisaillement de film d'huile. Enfin, la méthode couplant l'aspect perte de puissance au comportement thermique du réducteur est appliquée. Il apparaît tout d'abord qu'un poste de perte n'est pas nettement majoritaire dans la transmission. Ce chapitre présente ensuite un modèle numérique permettant d'estimer convenablement les pertes de puissance dissipées dans la transmission et donnant un comportement thermique du réducteur similaire à celui mesuré expérimentalement. La validité de ce modèle est justifiée en testant différentes conditions opératoires (vitesse, température du lubrifiant et débit d'injection) et deux huiles dont les propriétés physiques sont différentes. Finalement, une étude de sensibilité permet de tester et confirmer la précision ainsi que la validité du modèle proposé. Il ressort de ce quatrième chapitre qu'à faible température de fonctionnement le poste de pertes de puissance majoritaire concerne la dissipation de puissance au niveau des paliers des satellites et qu'à plus haute température, les pertes de puissance sont réparties plus équitablement dans la transmission.

Finalement, le cinquième et dernier chapitre propose une application numérique des modèles développés dans la thèse à une transmission de type aéronautique (les pertes de puissance dissipées par les paliers n'étant pas prises en compte dans ce chapitre). Il s'agit d'appliquer les modèles construits au Chapitre II, concernant les pertes par frottement aux dentures, et au Chapitre IV, portant sur les pertes indépendantes de la charge. Afin d'améliorer la précision d'estimation des pertes par frottement aux dentures dans le train, un modèle permettant de quantifier le coefficient de frottement en fonction des conditions opératoires, du lubrifiant et des états de surface des dentures a été exploité. L'application des modèles permet de montrer que la distribution des pertes

de puissance est fortement dépendante des conditions opératoires et que dès lors que la transmission est chargée, le poste de perte majoritaire est le frottement au niveau des dentures. Finalement une étude de sensibilité du modèle est réalisée afin de définir les paramètres les plus influents sur les pertes de puissance. Il est ainsi montré que les deux principales pistes d'optimisation pour Hispano-Suiza semblent être de modifier le profil des engrenages et d'optimiser au mieux les débits injectés dans le réducteur.

Le modèle analytique proposé dans ce manuscrit permet donc d'effectuer les premiers calculs de prédimensionnement des transmissions envisagées par Hispano-Suiza. Cet outil se montre efficace pour sélectionner une configuration de réducteur par rapport à une autre durant la phase d'avant-projet. Mais il est indispensable qu'Hispano-Suiza développe un banc d'essai pour tester une transmission à l'échelle un, afin de confirmer et/ou recalibrer les tendances obtenues avec le modèle proposé.

Les essais expérimentaux réalisés durant la thèse montrent la nécessité pour Hispano-Suiza de mesurer la distribution de température de leur réducteur en parallèle du couple résistant. Dans cette optique, il semblerait d'ailleurs intéressant d'évaluer la température d'éléments tournants tel que les satellites, leurs roulements et le solaire. En effet, la connaissance de ces températures permettrait d'affiner le modèle de pertes de puissance proposé dans ces travaux. Une fois ce dernier validé grâce au banc d'essai à l'échelle un, le travail d'optimisation des pertes de puissance et des débits injectés dans le réducteur pourra être réalisé.

Concernant l'optimisation des pertes de puissance par frottement aux dentures, il apparaît comme indispensable de coupler le gain énergétique obtenu grâce aux corrections de profil à une analyse dynamique de la transmission corrigée. En effet, il est montré dans la littérature que les corrections peuvent avoir une influence sur sa réponse vibratoire et sur la résistance mécanique des engrenages.

Toujours au sujet des pertes par frottement, il ressort également de ces travaux qu'un modèle permettant d'estimer le coefficient de frottement au niveau des dentures intérieures apporterait une plus grande précision. Cela serait envisageable en testant des éprouvettes permettant de simuler des contacts conformes. De plus, prendre en compte l'influence des corrections de profil sur les valeurs du coefficient de frottement améliorerait encore l'exactitude du modèle développé.

Concernant l'optimisation des débits injectés dans le réducteur, il semblerait intéressant de développer un réseau thermique du réducteur d'essai d'Hispano-Suiza, qui pourrait être recalibré grâce aux mesures réalisées sur le banc d'essai à l'échelle un. Le couplage entre thermique et pertes de puissance permettrait de définir précisément le juste besoin en huile, en trouvant un équilibre entre les pertes de puissance, la lubrification et le refroidissement suffisant des dentures.

Egalement dans le domaine de la lubrification, le développement d'un modèle analytique concernant le piégeage de lubrifiant aux engrènements (extérieurs et intérieurs) semble être une piste de développement intéressante à explorer. L'intérêt notable serait de pouvoir tenir compte de

l'influence du jeu de fonctionnement de manière plus précise que dans le modèle de piégeage utilisé dans cette étude. De plus, cela apporterait une réelle avancée puisqu'aucun modèle n'a encore été développé pour traiter du cas spécifique des dentures intérieures. On notera que cette perspective est étroitement liée à connaissance précise du débit réellement piégé aux engrènements.

Cela induit donc d'améliorer la compréhension des écoulements du lubrifiant dans la transmission. Dans l'état actuel de la littérature, la trajectoire du débit d'huile injecté dans le réducteur ne peut être définie précisément. Dans le cas présent, il est impossible de confirmer si tout le débit injecté dans le réducteur atteint réellement les dentures, s'il est piégé aux engrènements,... Pour répondre à ces interrogations, des études de dynamique des fluides (calculs CFD) seraient éventuellement envisageables.

ANNEXE I - DETAILS DES CALCULS POUR LA CONVERSION DU MODELE DE FROTTEMENT POUR LES DENTURES INTERIEURES

A1.1. DEMONSTRATION DE L'EQUATION DE LA VITESSE DE GLISSEMENT

Dans l'équation (II.5) du Chapitre II, la vitesse de glissement est définie par :

$$\vec{V}_2^1(M) = \delta x(M)(1 - u)\omega_1^0 \vec{Y} \quad (\text{A1.1})$$

En voici, la démonstration. Tout d'abord, voici la définition des différents paramètres utiles aux développements.

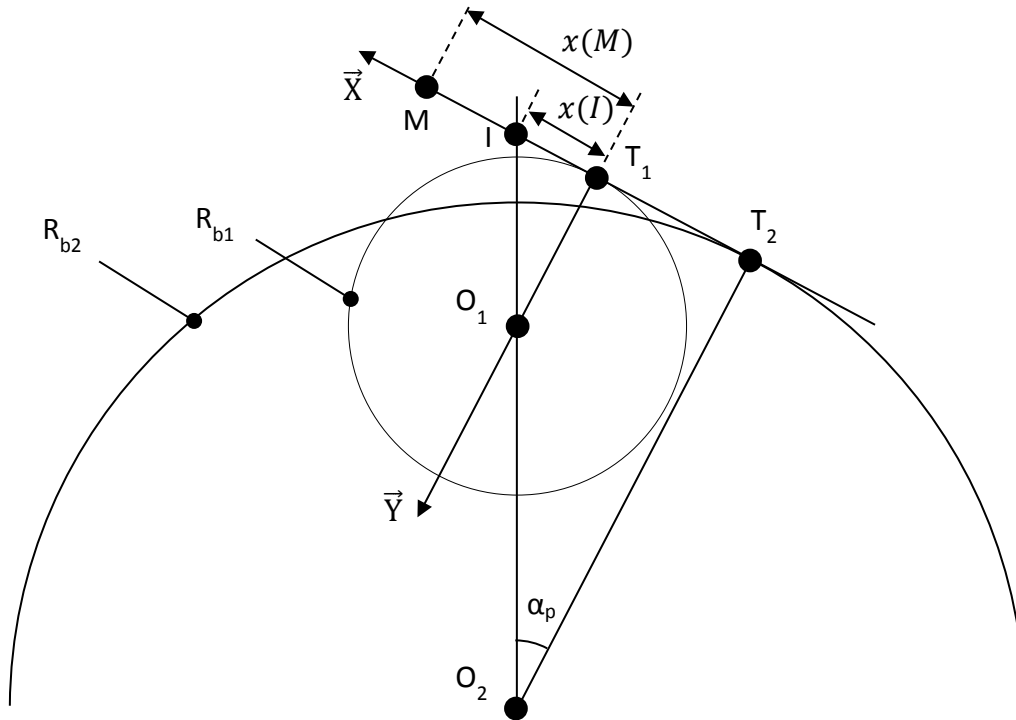


Figure A1.1 - Définition des paramètres le long de la ligne d'action

La vitesse de glissement au point M est définie par l'expression suivante :

$$\vec{V}_2^1(M) = \vec{V}_2^0(M) - \vec{V}_1^0(M) \quad (\text{A1.2})$$

En utilisant la propriété d'équiprojectivité des vitesses, les expressions des deux vitesses absolues composant la vitesse de glissement sont :

$$\begin{aligned} \vec{V}_1^0(M) &= \vec{V}_1^0(O_1) + \vec{\omega}_1^0 \wedge \overrightarrow{O_1M} \\ &= \vec{\omega}_1^0 \wedge (\overrightarrow{O_1T_1} + \overrightarrow{T_1M}) \end{aligned} \quad (\text{A1.3})$$

$$\begin{aligned} \vec{V}_2^0(M) &= \vec{V}_2^0(O_2) + \vec{\omega}_2^0 \wedge \overrightarrow{O_2M} \\ &= \vec{\omega}_2^0 \wedge (\overrightarrow{O_2T_2} + \overrightarrow{T_2M}) \end{aligned} \quad (\text{A1.4})$$

D'après la Figure A1.1, dans le repère $(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$:

$$\begin{cases} \overrightarrow{O_1 T_1} = -R_{b1} \vec{Y} \\ \overrightarrow{T_1 M} = x(M) \vec{X} \end{cases} \text{ et } \begin{cases} \overrightarrow{O_2 T_2} = -R_{b2} \vec{Y} \\ \overrightarrow{T_2 M} = T_2 M \vec{X} \end{cases}$$

Sachant que le pignon 1 et la couronne 2 tournent tous deux dans le sens positif selon l'axe \vec{Z} , les vitesses absolues s'écrivent donc :

$$\begin{cases} \vec{V}_1^0(M) = R_{b1} \omega_1^0 \vec{X} + \omega_1^0 x(M) \vec{Y} \\ \vec{V}_2^0(M) = R_{b2} \omega_2^0 \vec{X} + \omega_2^0 T_2 M \vec{Y} \end{cases} \quad (\text{A1.5})$$

On en déduit que la vitesse de glissement s'écrit alors :

$$\vec{V}_1^2(M) = \left. \begin{array}{c} R_{b2} \omega_2^0 - R_{b1} \omega_1^0 \\ \omega_2^0 T_2 M - \omega_1^0 x(M) \\ 0 \end{array} \right|_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})} \quad (\text{A1.6})$$

Or, d'après la définition du rapport de réduction donnée dans le Chapitre II (équation (II.6)), on a :

$$u = \frac{R_{b1}}{R_{b2}} = \frac{\omega_2^0}{\omega_1^0}$$

Ainsi, la vitesse de glissement n'est portée que par le vecteur \vec{Y} et est égale à :

$$\vec{V}_1^2(M) = (u \omega_1^0 T_2 M - \omega_1^0 x(M)) \vec{Y} \quad (\text{A1.7})$$

De la Figure A1.1, on peut déduire les relations suivantes :

$$T_2 M - x(M) = T_1 T_2$$

$$T_1 T_2 = T_2 I - T_1 I$$

$$\frac{R_{b1}}{R_{b2}} = \frac{T_1 I}{T_2 I} = u$$

Ainsi l'équation (A1.7) devient :

$$\begin{aligned} \vec{V}_1^2(M) &= \omega_1^0 (u T_1 T_2 + (u - 1) x(M)) \vec{Y} \\ \vec{V}_1^2(M) &= \omega_1^0 (u T_2 I - u T_1 I - (1 - u) x(M)) \vec{Y} \\ \vec{V}_1^2(M) &= \omega_1^0 ((1 - u) (x(I) - x(M))) \vec{Y} \end{aligned} \quad (\text{A1.8})$$

L'expression de la vitesse de glissement s'écrit finalement :

$$\vec{V}_1^2(M) = (1 - u) (x(I) - x(M)) \omega_1^0 \vec{Y} \quad (\text{A1.9})$$

A1.2. DEMONSTRATION DE L'EQUATION DU COUPLE MOTEUR

L'équilibre des moments par rapport à l'axe de rotation du pignon donne :

$$C_m = M_{\vec{Z}} \left(d\vec{N}_{1/2}(M) \right) + M_{\vec{Z}} \left(d\vec{T}_{1/2}(M) \right) \quad (\text{A1.10})$$

- Calcul de $M_{\vec{Z}} \left(d\vec{N}_{1/2}(M) \right)$:

En utilisant l'équation (II.3) du Chapitre II, on a :

$$\begin{aligned} M_{\vec{Z}} \left(d\vec{N}_{1/2}(M) \right) &= \int_{M \in L(\tau)} \left[\overrightarrow{O_1 M} \wedge d\vec{N}_{1/2}(M) \right] \cdot \vec{Z} \\ &= k_0 \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] \left[\overrightarrow{O_1 M} \wedge \vec{n}_1 \right] dM \cdot \vec{Z} \end{aligned} \quad (\text{A1.11})$$

La position du point de contact M dans le plan de base est définie par les paramètres de la Figure A1.2.

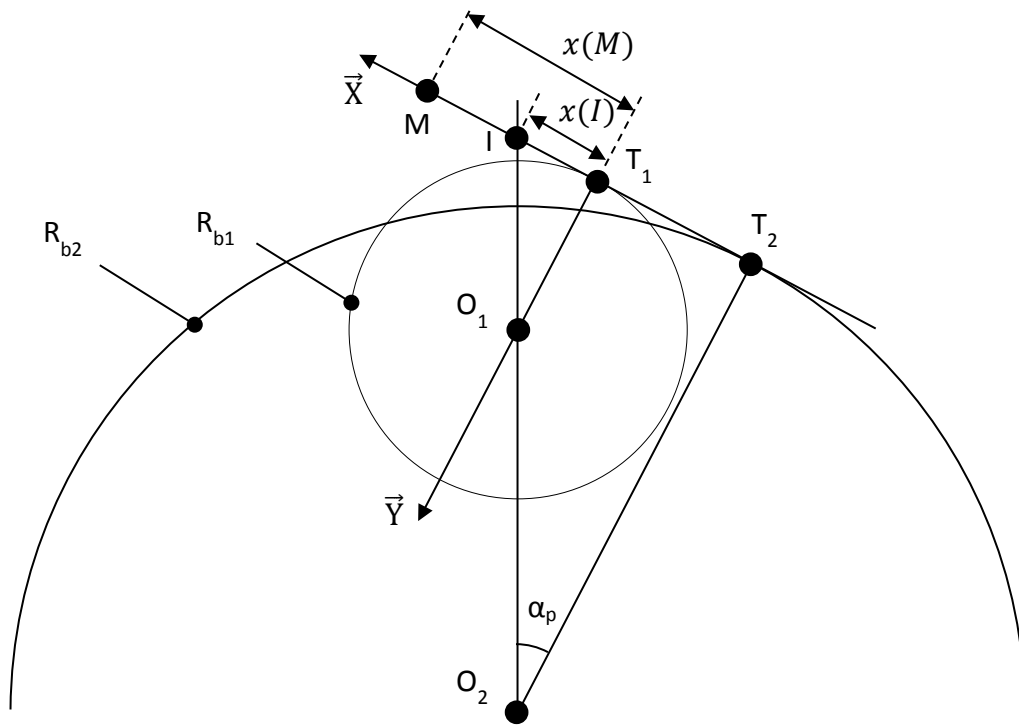


Figure A1.2 - Définition des paramètres définissant la position du point de contact M dans le plan de base

En utilisant les Figure A1.1 et Figure A1.2, le produit vectoriel de l'équation (A1.11) de devient :

$$\overrightarrow{O_1 M} \wedge \vec{n}_1 = \begin{vmatrix} x(M) \\ -R_{b1} \\ \psi \cos \beta_b \end{vmatrix}_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})} \wedge \begin{vmatrix} \cos \beta_b \\ 0 \\ \sin \beta_b \end{vmatrix}_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})} = \begin{vmatrix} -R_{b1} \sin \beta_b \\ \psi \cos^2 \beta_b - x(M) \sin \beta_b \\ R_{b1} \cos \beta_b \end{vmatrix}_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})}$$

L'équilibre des moments étant selon l'axe de rotation des dentures \vec{Z} , l'équation (A1.11) devient alors :

$$M_{\vec{Z}}(d\vec{N}_{1/2}(M)) = R_{b1}k_0 \cos \beta_b \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] dM \quad (A1.12)$$

- Calcul de $M_{\vec{Z}}(d\vec{T}_{1/2}(M))$:

De la même manière que précédemment avec l'équation (II.8) du Chapitre II, on a :

$$\begin{aligned} M_{\vec{Z}}(d\vec{T}_{1/2}(M)) &= \int_{M \in L(\tau)} [\overrightarrow{O_1M} \wedge d\vec{T}_{1/2}(M)] \cdot \vec{Z} \\ &= -f k_0 \int_{M \in L(\tau)} S_{\delta}(M) [\Delta(\tau) - \delta e(M)] [\overrightarrow{O_1M} \wedge \vec{Y}] dM \cdot \vec{Z} \end{aligned} \quad (A1.13)$$

Avec les Figure A1.1 et Figure A1.2, le produit vectoriel devient :

$$\overrightarrow{O_1M} \wedge \vec{Y} = \begin{vmatrix} x(M) & 0 \\ -R_{b1} & 1 \\ \psi \cos \beta_b & 0 \end{vmatrix}_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})} = \begin{vmatrix} -\psi \cos \beta_b \\ 0 \\ x(M) \end{vmatrix}_{(\vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})}$$

L'équilibre des moments étant selon l'axe de rotation des dentures \vec{Z} , l'équation (A1.13) devient alors :

$$M_{\vec{Z}}(d\vec{T}_{1/2}(M)) = -f k_0 \int_{M \in L(\tau)} S_{\delta}(M) [\Delta(\tau) - \delta e(M)] x(M) dM \quad (A1.14)$$

Avec les équations (II.12) et (II.13) du Chapitre II, cette dernière équation (A1.14) s'écrit alors :

$$M_{\vec{Z}}(d\vec{T}_{1/2}(M)) = -f k_0 \frac{2 \pi R_{b1}}{Z_1} \int_{M \in L(\tau)} S_{\delta}(M) [\Delta(\tau) - \delta e(M)] \tilde{x}(M) dM \quad (A1.15)$$

Avec les équations (A1.12) et (A1.15), l'expression du couple moteur (A1.10) peut s'écrire :

$$\begin{aligned} C_m &= R_{b1}k_0 \left[\cos \beta_b \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] dM \right. \\ &\quad \left. - f \frac{2 \pi}{Z_1} \int_{M \in L(\tau)} S_{\delta}(M) [\Delta(\tau) - \delta e(M)] \tilde{x}(M) dM \right] \end{aligned} \quad (A1.16)$$

Avec l'équation (II.11) du Chapitre II, le couple moteur s'écrit finalement :

$$\begin{aligned} C_m &= k_m R_{b1} \cos \beta_b \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} b} \left[\cos \beta_b \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] dM \right. \\ &\quad \left. - f \frac{2 \pi}{Z_1} \int_{M \in L(\tau)} [\Delta(\tau) - \delta e(M)] S_{\delta}(M) \tilde{x}(M) dM \right] \end{aligned} \quad (A1.17)$$

A1.3. SIMPLIFICATIONS DU PASSAGE DES PUISSANCES AUX ENERGIES

Comme expliqué dans le Chapitre II, les énergies sont définies par :

$$E_{input} = \int_0^1 \mathcal{P}_{input} d\tau$$

Soit,

$$E_{input} = k_m R_{b1} \omega_1^0 \cos \beta_b \int_0^1 \Delta(\tau) \left[I_1(\tau) - f \frac{2\pi}{Z_1} I_3(\tau) \right] d\tau \quad (A1.18)$$

De la même manière, l'énergie dissipée par le frottement des dentures au cours d'une période d'engrènement est donnée par :

$$E_{friction} = \int_0^1 \mathcal{P}_{friction} d\tau$$

Soit,

$$E_{friction} = -f k_m (1 - u) \cos \beta_b R_{b1} \omega_1^0 \int_0^1 \Delta(\tau) \left[\tan \alpha_p I_2(\tau) - \frac{2\pi}{Z_1} I_3(\tau) \right] d\tau \quad (A1.19)$$

Les intégrales $I_1(\tau)$, $I_2(\tau)$ et $I_3(\tau)$ sont définies respectivement par les équations (II.15), (II.20) et (II.16) du Chapitre II.

D'après [14] en supposant que le coefficient de frottement est une petite quantité ($f \ll 1$), la valeur moyenne et la partie dépendante du temps de la longueur de contact et de l'approche normale peuvent être séparées comme suit :

$$L(\tau) = L_m (1 + f \sigma_L \varphi(\tau)) \quad (A1.20 \text{ a})$$

$$\Delta(\tau) = \Delta_m (1 + f \sigma_\Delta \psi(\tau)) \quad (A1.20 \text{ b})$$

Avec :

- ✓ L_m et Δ_m les moyennes de la longueur de contact et de l'approche normale, respectivement
- ✓ $\sigma_{L,\Delta}$ des paramètres dont les ordres de grandeur sont $|\sigma_{L,\Delta}| \approx 1$
- ✓ $\varphi(\tau)$ et $\psi(\tau)$ représentent les parties dépendantes du temps de $L(\tau)$ et $\Delta(\tau)$, respectivement ($|\varphi(\tau)|$ et $|\psi(\tau)| \leq 1$)

On a alors :

$$\delta e^*(M) = \frac{\delta e(M)}{\Delta(\tau)} = \frac{\delta e(M)}{\Delta_m (1 + f \sigma_\Delta \psi(\tau))} = \frac{\delta e(M) (1 - f \sigma_\Delta \psi(\tau))}{\Delta_m (1 - f^2 \sigma_\Delta^2 \psi(\tau)^2)}$$

Une approximation au premier ordre donne donc :

$$\delta e^*(M) \approx \delta E(M) (1 - f \sigma_\Delta \psi(\tau)) \quad (A1.21)$$

Avec :

$$\delta E(M) = \frac{\delta e(M)}{\Delta_m} \quad (A1.22)$$

Les expressions (A1.20 a) et (A1.20 b) sont alors injectées dans les équations (A1.18) et (A1.19). En négligeant les termes d'ordre f^2 , en utilisant l'équation (A1.21) et en sachant que Δ_m est la moyenne de l'approche normale et donc que :

$$\int_{L(\tau)} f \sigma_{\Delta} \psi(\tau) = 0$$

On obtient les produits suivants :

$$\Delta(\tau)I_1(\tau) \cong \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_{\alpha} b} \Delta_m \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) dM \quad (\text{A1.23 a})$$

$$\Delta(\tau)I_2(\tau) \cong \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} b} \Delta_m \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_{\delta}(M) dM \quad (\text{A1.23 b})$$

$$\Delta(\tau)I_3(\tau) \cong \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} b} \Delta_m \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_{\delta}(M) \tilde{x}(M) dM \quad (\text{A1.23 c})$$

Les énergies (équation (A1.18) et (A1.19)) s'écrivent alors :

$$E_{input} \cong R_{b1} \omega_1^0 \cos \beta_b k_m \Delta_m \int_0^1 \left[J_1(\tau) - f \frac{2\pi}{Z_1} J_3(\tau) \right] d\tau \quad (\text{A1.24})$$

$$E_{friction} \cong -f k_m (1 - u) \cos \beta_b R_{b1} \omega_1^0 \Delta_m \int_0^1 \left[\tan \alpha_p J_2(\tau) - \frac{2\pi}{Z_1} J_3(\tau) \right] d\tau \quad (\text{A1.25})$$

Avec :

$$J_1(\tau) = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_{\alpha} b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) dM \quad (\text{A1.26 a})$$

$$J_2(\tau) \cong \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_{\delta}(M) dM \quad (\text{A1.26 b})$$

$$J_3(\tau) \cong \frac{1}{\varepsilon_{\alpha} b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_{\delta}(M) \tilde{x}(M) dM \quad (\text{A1.26 c})$$

A1.4. CALCUL DU FACTEUR κ_0

D'après la définition issue de l'équation (II.29) du Chapitre II,

$$T'_1 I = \kappa_0 \varepsilon_\alpha P b_a \quad (\text{A1.27})$$

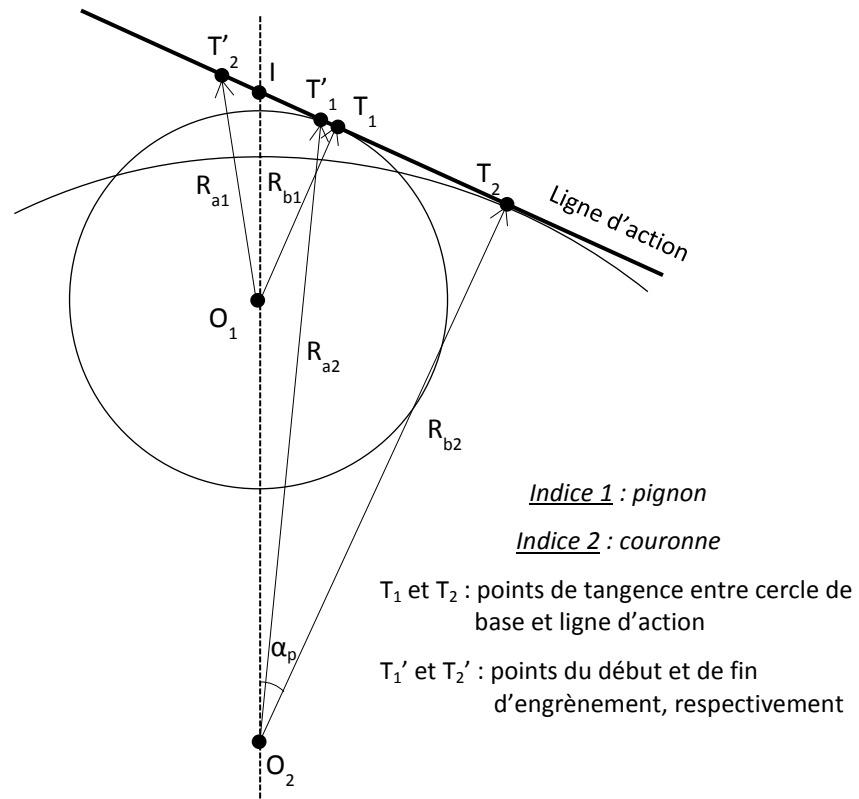


Figure A1.3 – Points remarquables le long de la ligne d'action d'un engrènement intérieur

On déduit de la Figure A1.3 que :

$$T'_1 I = T_2 I - T'_1 T_2 \quad (\text{A1.28})$$

Or :

$$T_2 I = R_{b2} \tan \alpha_p \quad (\text{A1.29})$$

Et :

$$T'_1 T_2 = \sqrt{R_{a2}^2 - R_{b2}^2} \quad (\text{A1.30})$$

Sachant que :

$$R_{b2} = R_{p2} \cos \alpha_p \quad (\text{A1.31})$$

L'équation (A1.30) peut se réécrire :

$$T'_1 T_2 = R_{b2} \sqrt{\left(\frac{R_{a2}}{R_{p2}}\right)^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_p}\right) - 1} \quad (\text{A1.32})$$

L'équation (A1.28) devient alors :

$$T'_1 I = R_{b2} \left[\tan \alpha_p - \sqrt{\left(\frac{R_{a2}}{R_{p2}}\right)^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_p}\right) - 1} \right] \quad (\text{A1.33})$$

Sachant que le pas de base est défini par :

$$Pb_a = \frac{2 \pi R_{b1}}{Z_1} \quad (\text{A1.34})$$

Avec l'équation (A1.27), on obtient aisément l'expression de κ_0 :

$$\kappa_0 = \left(\frac{Z_1}{2 \pi}\right) \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha}\right) \left(\frac{1}{u}\right) \left[\tan \alpha_p - \sqrt{\left(\frac{R_{a2}}{R_{p2}}\right)^2 \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_p}\right) - 1} \right] \quad (\text{A1.35})$$

Le rapport de réduction u est défini par l'équation (II.6) du Chapitre II.

A1.5. CALCUL DU FACTEUR DE PERTE POUR DES DENTURES NON CORRIGÉES

Dans le cas des dentures non corrigées, les écarts de forme étant nuls les intégrales $J_i(\tau)$ peuvent être simplifiées comme suit [14] :

$$J_1(\tau) = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} dM \quad (\text{A1.36 a})$$

$$J_2(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) dM \quad (\text{A1.36 b})$$

$$J_3(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \quad (\text{A1.36 c})$$

Pour calculer le rendement de l'engrènement, il faut calculer les intégrales suivantes, qui ne sont autres que des moyennes au cours d'une période d'engrènement:

$$\bar{J}_1(\tau) = \int_0^1 \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} dM \right] d\tau = \text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} dM \right] \quad (\text{A1.37 a})$$

$$\bar{J}_2(\tau) = \int_0^1 \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) dM \right] d\tau = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) dM \right] \quad (\text{A1.37 b})$$

$$\bar{J}_3(\tau) = \int_0^1 \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] d\tau = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \quad (\text{A1.37 c})$$

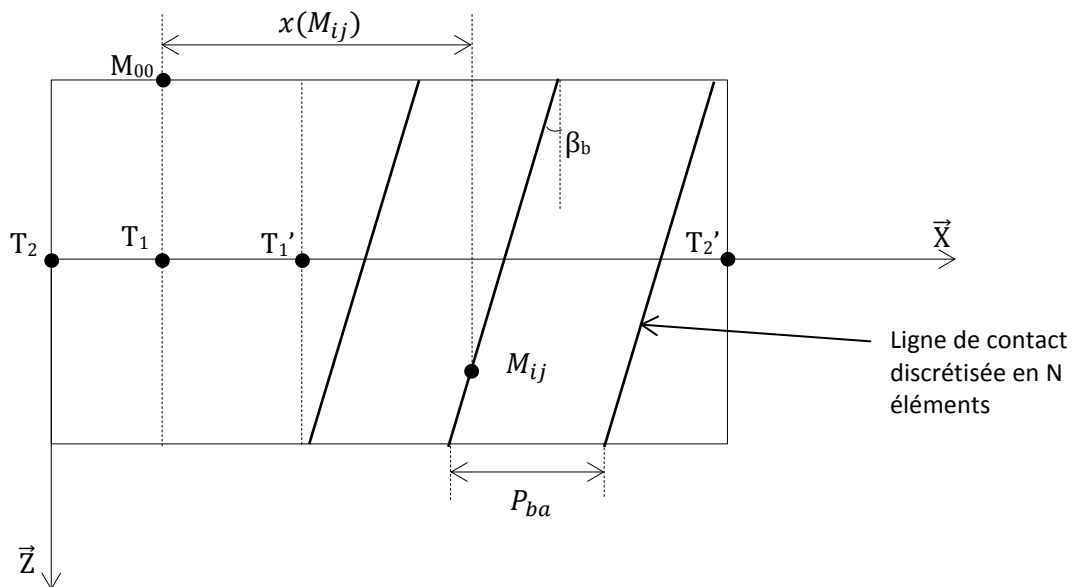


Figure A1.4 - Définition des paramètres dans le plan de base

D'après l'annexe de l'article [14], en discrétisant les lignes de contact en un nombre d'éléments suffisamment grand, il est montré que l'intégrale le long de la ligne de contact d'une fonction $\varphi(M)$ peut-être approximée par :

$$\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} \varphi(M) dM = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \frac{1}{N} \sum_{i,j} \varphi_{ij} \quad (\text{A1.38})$$

Avec i le numéro de la ligne de contact, j le numéro de l'élément d'une ligne de contact et N le nombre total d'élément d'une ligne de contact (cf. Figure A1.4).

Dans [14], il est montré alors que la moyenne de l'intégrale sur la ligne d'action peut se mettre sous la forme :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} \varphi(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \text{moy} \left[\frac{1}{N} \sum_{i,j} \varphi_{ij} \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau \quad (\text{A1.39})$$

Où $\varphi_{00}(\tau)$ est une fonction périodique associée au point M_{00} (cf. Figure A1.4), de coordonnées $x=T_1T_1'$ et $z=-b/2$ à l'instant $\tau=0$ [14], [108].

Calcul de la fonction \bar{f}_1 :

D'après l'équation (A1.37 a), dans ce cas $\varphi(M) = 1$. La fonction $\varphi_{00}(\tau)$ correspondante est représentée sur le graphique suivant :

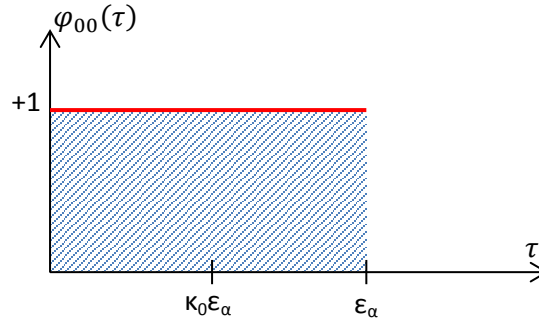


Figure A1.5 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{f}_1 dans le cas de dentures non corrigées

On en déduit alors que :

$$\int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = \varepsilon_\alpha$$

Il apparait donc :

$$\bar{f}_1(\tau) = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = 1 \quad (\text{A1.40})$$

Calcul de la fonction \bar{f}_2 :

D'après l'équation (A1.37 b), dans ce cas $\varphi(M) = S_\delta(M)$. Sachant que $S_\delta(M) = \text{signe}(x(I) - x(M))$, l'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ au cours d'une période d'engrènement est :

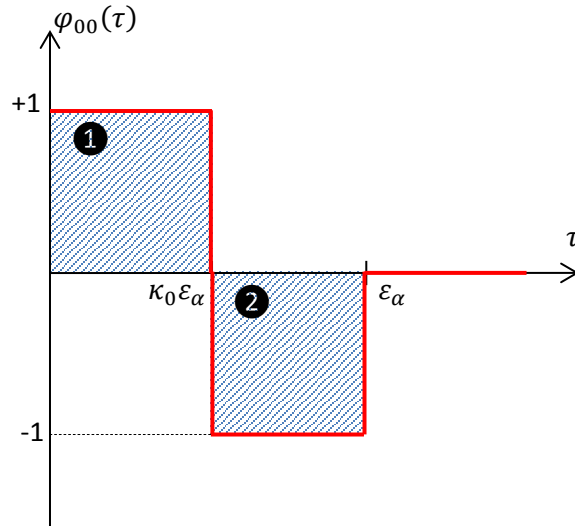


Figure A1.6 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{J}_2 dans le cas de dentures non corrigées

En calculant les intégrales, on obtient :

$$\begin{aligned} \textcircled{1} &= \int_0^{\kappa_0 \varepsilon_\alpha} 1 \, d\tau = \kappa_0 \varepsilon_\alpha \\ \textcircled{2} &= \int_{\kappa_0 \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} -1 \, d\tau = -[\varepsilon_\alpha - \kappa_0 \varepsilon_\alpha] \\ \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) \, d\tau &= \textcircled{1} + \textcircled{2} = \varepsilon_\alpha [2\kappa_0 - 1] \end{aligned}$$

On en déduit alors :

$$\bar{J}_2(\tau) = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) \, d\tau = \frac{2\kappa_0 - 1}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.41})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_3 :

D'après l'équation (A1.37 c), dans ce cas, $\varphi(M) = S_\delta(M) \tilde{\chi}(M)$ avec $\tilde{\chi}(M) = \frac{x(M)}{P_{ba}}$. L'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ au cours d'une période d'engrènement correspondante est :

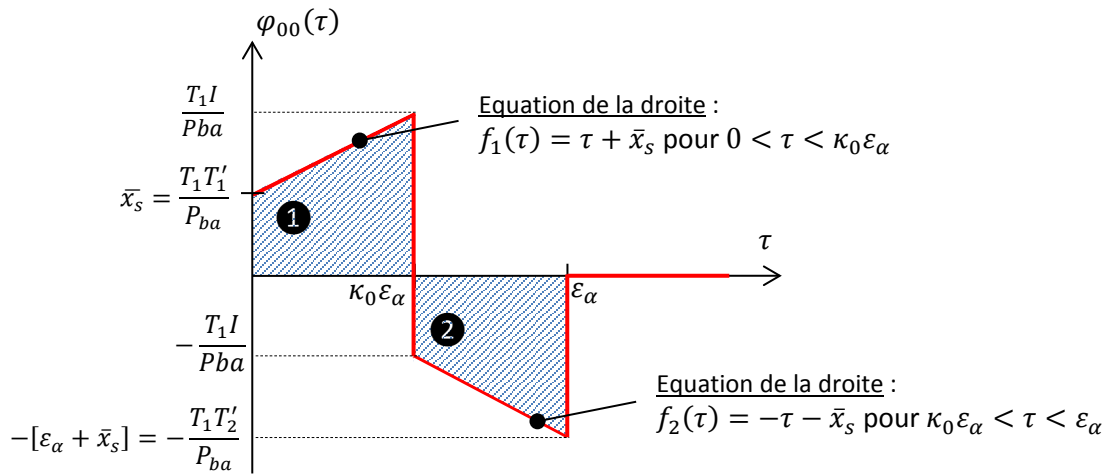


Figure A1.7 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{J}_3 dans le cas de dentures non corrigées

D'après la Figure A1.7, \bar{x}_s est défini par :

$$\bar{x}_s = \frac{T_1 T'_1}{P_{ba}} = \frac{T_1 I - T'_1 I}{P_{ba}}$$

Or :

$$T_1 I = R_{b1} \tan \alpha_p$$

$$T'_1 I = \kappa_0 \varepsilon_\alpha P_{ba}$$

$$P_{ba} = \frac{2 \pi R b_1}{Z_1}$$

D'où :

$$\bar{x}_s = \frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p - \kappa_0 \varepsilon_\alpha \quad (\text{A1.42})$$

De même, $[\varepsilon_\alpha + \bar{x}_s]$ est défini par (cf. Figure A1.7) :

$$[\varepsilon_\alpha + \bar{x}_s] = \left[\frac{T'_1 T'_2}{P_{ba}} + \frac{T_1 T'_1}{P_{ba}} \right] = \frac{T_1 T'_2}{P_{ba}} \quad (\text{A1.43})$$

En calculant les intégrales des fonctions $f_1(\tau)$ et $f_2(\tau)$ (cf. Figure A1.7), on a :

$$\begin{aligned} \textcircled{1} &= \int_0^{\kappa_0 \varepsilon_\alpha} f_1(\tau) d\tau = \frac{1}{2} \kappa_0 \varepsilon_\alpha \left(\bar{x}_s + \frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p \right) \\ \textcircled{2} &= \int_{\kappa_0 \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} f_2(\tau) d\tau = - \left[\frac{1}{2} \varepsilon_\alpha (1 - \kappa_0) \left(\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p + \varepsilon_\alpha + \bar{x}_s \right) \right] \\ \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau &= \textcircled{1} + \textcircled{2} = \varepsilon_\alpha \left[\bar{x}_s (2\kappa_0 - 1) + \frac{\varepsilon_\alpha}{2} (2\kappa_0^2 - 1) \right] \end{aligned}$$

Avec l'équation (A1.42) :

$$\int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = \varepsilon_\alpha \left[\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0^2 - \kappa_0 + \frac{1}{2} \right) \right]$$

Ainsi, on en déduit que :

$$\bar{J}_3(\tau) = \frac{\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0^2 - \kappa_0 + \frac{1}{2} \right)}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.44})$$

En injectant les équations (A1.40), (A1.41) et (A1.44) dans l'expression du rendement (équation (II.27) de Chapitre II), on montre que dans le cas des dentures non corrigées, le rendement se met sous la forme :

$$\eta = 1 - f(1 - u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{A1.45})$$

Avec l'expression du facteur de perte suivante :

$$\Lambda = \frac{(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1)}{\left[1 - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha (2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{A1.46})$$

A1.6. CALCUL DU FACTEUR DE PERTE POUR DES DENTURES CORRIGÉES SANS MODIFICATION DE LA LONGUEUR DE CONTACT ($P \leq 1$)

Dans ce cas, on a :

$$\bar{J}_1(\tau) = \text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) dM \right] \quad (\text{A1.47 a})$$

$$\bar{J}_2(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_\delta(M) dM \right] \quad (\text{A1.47 b})$$

$$\bar{J}_3(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} (1 - \delta E(M)) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \quad (\text{A1.47 c})$$

Or :

$$\delta E(M, \tau) = \frac{\delta e(M, \tau)}{\Delta_m} = \frac{e_{MAX}(\tau) - e(M, \tau)}{\Delta_m} = E_{MAX}(\tau) - E(M, \tau)$$

D'après [14], il peut être supposé que E_{MAX} est nul et donc qu'il peut être négligé dans les trois moyennes précédentes. Cela présume que l'erreur de transmission sans charge est nulle.

Les trois moyennes deviennent alors :

$$\bar{J}_1(\tau) = \text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L(\tau)} dM + \int_{L(\tau)} E(M, \tau) dM \right) \right] \quad (\text{A1.48 a})$$

$$\bar{J}_2(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L(\tau)} S_\delta(M) dM + \int_{L(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) dM \right) \right] \quad (\text{A1.48 b})$$

$$\bar{J}_3(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM + \int_{L(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right) \right] \quad (\text{A1.48 c})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_1 :

En décomposant l'équation (A1.48 a), on obtient :

$$\bar{J}_1(\tau) = \text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} dM \right] + \text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) dM \right] \quad (\text{A1.49})$$

On remarque que le premier terme de la somme de l'équation (A1.49) a déjà été calculé dans le cas de denture non corrigées (équations (A1.37 a) et (A1.40)). D'où :

$$\text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} dM \right] = 1$$

Calculons maintenant le second terme de la somme de l'équation (A1.49). Comme pour les dentures non corrigées (équation (A1.39)), on peut écrire :

$$\text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) dM \right] = \frac{\cos \beta_b}{\cos \beta_b \varepsilon_\alpha} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Avec les corrections de profil définies par la Figure II.1 du Chapitre II, on en déduit alors l'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ au cours d'une période d'engrènement :

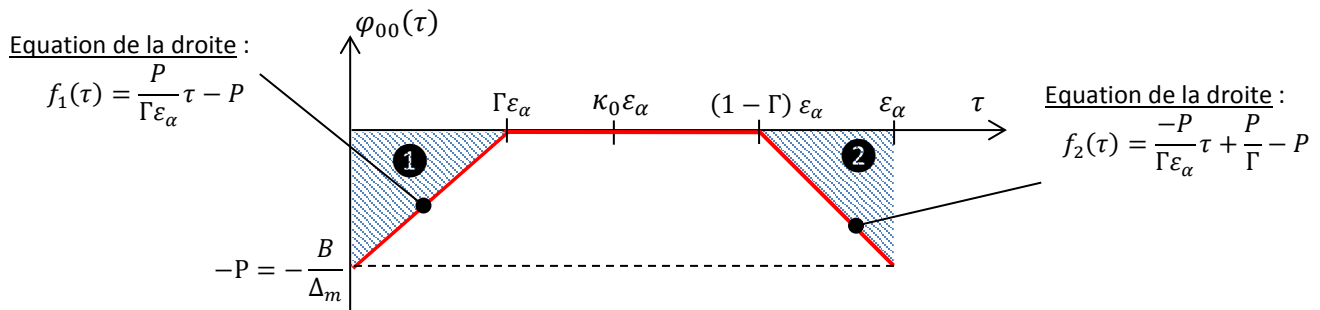


Figure A1.8 – Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{J}_1 dans le cas de dentures corrigées sans modification de la longueur de contact

En calculant les intégrales, on montre que :

$$\begin{aligned} \textcircled{1} &= \int_0^{\Gamma \varepsilon_\alpha} f_1(\tau) d\tau = \textcircled{2} = \int_{(1-\Gamma) \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} f_2(\tau) d\tau = \frac{-\Gamma \varepsilon_\alpha P}{2} \\ \textcircled{1} + \textcircled{2} &= \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = -\Gamma \varepsilon_\alpha P \end{aligned}$$

On en déduit alors que :

$$\text{moy} \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) dM \right] = -\Gamma P$$

L'expression (A1.49) devient donc :

$$\bar{J}_1(\tau) = 1 - \Gamma P \quad (\text{A1.50})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_2 :

D'après l'équation (A1.48 b) :

$$\bar{J}_2(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) dM \right] + \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) E(M, \tau) dM \right] \quad (\text{A1.51})$$

Le premier terme de la somme de l'équation (A1.51) a déjà été calculé pour le cas de denture non corrigées (équations (A1.37 b) et (A1.41)) :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \right] = \frac{2\kappa_0 - 1}{\cos \beta_b}$$

Concernant le second terme, on peut écrire :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) E(M, \tau) dM \right] = \frac{1}{\cos \beta_b \varepsilon_\alpha} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Dans ce cas, l'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ est proche de celle de la Figure A1.8 mais avec l'inversion de signe au point de roulement sans glissement, elle devient :

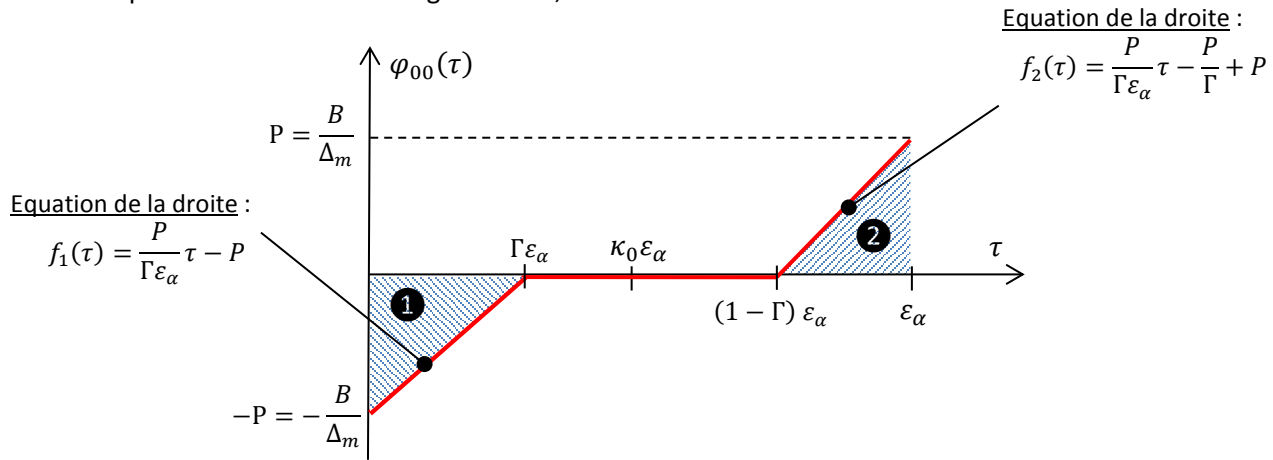


Figure A1.9 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{J}_2 dans le cas de dentures corrigées sans modification de la longueur de contact

On a :

$$\textcircled{1} = \int_0^{\Gamma \varepsilon_\alpha} f_1(\tau) d\tau = -\textcircled{2} = - \int_{(1-\Gamma) \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} f_2(\tau) d\tau = \frac{-\Gamma \varepsilon_\alpha P}{2}$$

$$\textcircled{1} + \textcircled{2} = \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = 0$$

On en déduit alors que :

$$\bar{J}_2(\tau) = \frac{2\kappa_0 - 1}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.52})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_3 :

D'après l'équation (A1.48 c) :

$$\bar{J}_3(\tau) = \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) \right] + \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \quad (\text{A1.53})$$

Encore une fois le premier terme de la somme de l'équation (A1.53) a déjà été calculé pour le cas de denture non corrigées (équations (A1.37 c) et (A1.44)) :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) \right] = \frac{\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0^2 - \kappa_0 + \frac{1}{2} \right)}{\cos \beta_b}$$

Concentrons-nous maintenant sur le second terme. D'après l'équation (A1.39), nous pouvons écrire :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] = \frac{1}{\cos \beta_b \varepsilon_\alpha} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

La fonction $\varphi(M)$ a ici l'expression :

$$\varphi(M) = E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) = \frac{e(M, \tau)}{\Delta_m} S_\delta(M) \tilde{x}(M)$$

Décomposons la fonction en deux :

$$\varphi(M) = \varphi^a(M) \times \varphi^b(M)$$

Avec :

$$\begin{aligned} \varphi^a(M) &= E(M, \tau) = \frac{e(M, \tau)}{\Delta_m} \\ \varphi^b(M) &= S_\delta(M) \tilde{x}(M) \end{aligned}$$

On en déduit alors les évolutions de $\varphi_{00}^a(\tau)$ et de $\varphi_{00}^b(\tau)$ en fonction de τ :

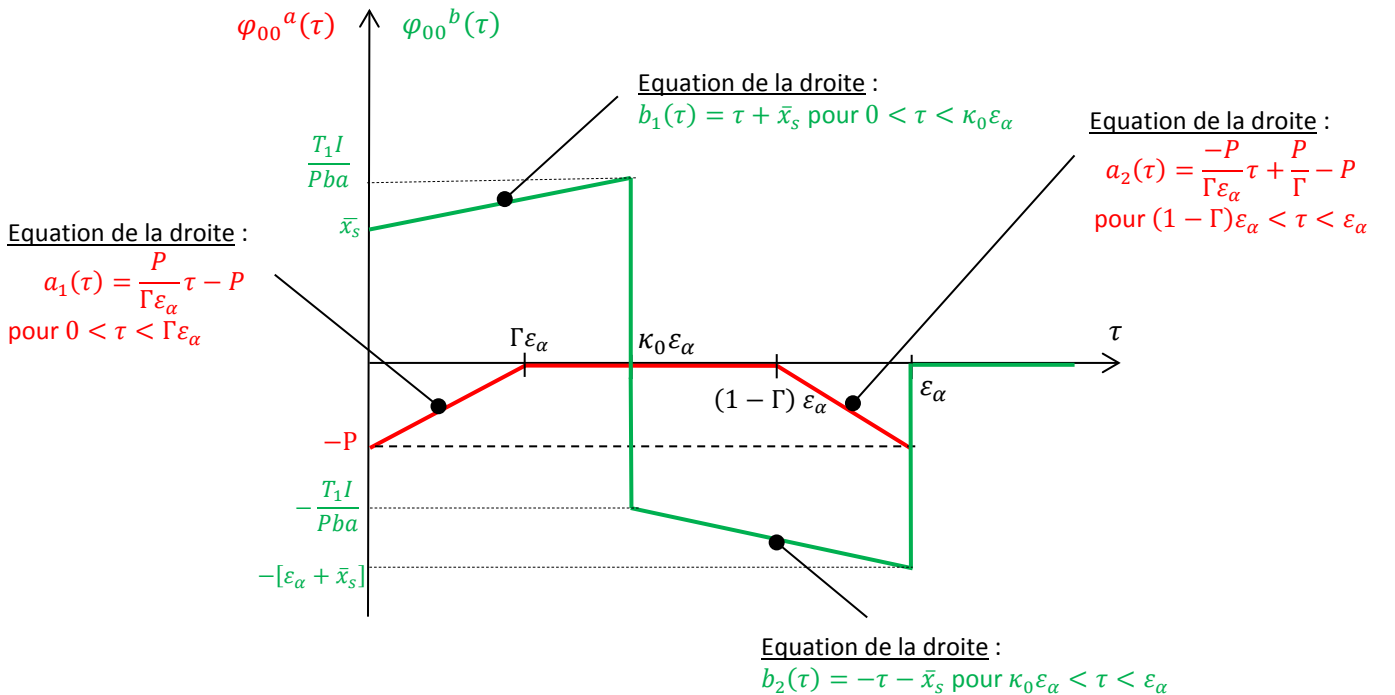


Figure A1.10 - Evolutions de $\varphi_{00}^a(\tau)$ et $\varphi_{00}^b(\tau)$ en fonction de τ pour \bar{J}_3 dans le cas de dentures corrigées sans modification de la longueur de contact

Sur l'intervalle $[\Gamma \varepsilon_\alpha, (1 - \Gamma) \varepsilon_\alpha]$, on notera que la fonction $\varphi_{00}^a(\tau) \times \varphi_{00}^b(\tau)$ est nulle. On ne calculera l'intégrale de $\varphi_{00}^a(\tau) \times \varphi_{00}^b(\tau)$ que sur les intervalles $[0, \Gamma \varepsilon_\alpha]$ et $[(1 - \Gamma) \varepsilon_\alpha, \varepsilon_\alpha]$.

Calcul de l'intégrale sur l'intervalle $[0, \Gamma \varepsilon_\alpha]$:

On a :

$$a_1(\tau) \times b_1(\tau) = \left(\frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau - P \right) \times (\tau + \bar{x}_s) = \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau^2 + \tau \left[\frac{P \bar{x}_s}{\Gamma \varepsilon_\alpha} - P \right] - P \bar{x}_s$$

D'où :

$$\int_0^{\Gamma \varepsilon_\alpha} a_1(\tau) \times b_1(\tau) d\tau = \frac{-P\Gamma^2}{6} \varepsilon_\alpha^2 - \frac{P\Gamma \bar{x}_s}{2} \varepsilon_\alpha$$

Calcul de l'intégrale sur l'intervalle $[(1-\Gamma)\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\alpha]$:

$$a_2(\tau) \times b_2(\tau) = \left(\frac{-P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau + \frac{P}{\Gamma} - P \right) \times (-\tau - \bar{x}_s) = \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau^2 + \tau \left[P - \frac{P}{\Gamma} + \frac{P \bar{x}_s}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \right] - \bar{x}_s \left(\frac{P}{\Gamma} - P \right)$$

D'où :

$$\int_{(1-\Gamma)\varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} a_2(\tau) \times b_2(\tau) d\tau = \varepsilon_\alpha^2 \left[\frac{-P\Gamma^2}{6} + \frac{P\Gamma}{2} \right] + \frac{P\Gamma \bar{x}_s}{2} \varepsilon_\alpha$$

On en déduit alors que :

$$\int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}^a(\tau) \times \varphi_{00}^b(\tau) d\tau = \int_0^{\Gamma \varepsilon_\alpha} a_1(\tau) \times b_1(\tau) d\tau + \int_{(1-\Gamma)\varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha} a_2(\tau) \times b_2(\tau) d\tau = \varepsilon_\alpha^2 \left[\frac{P\Gamma}{2} - \frac{P\Gamma^2}{3} \right]$$

Ainsi :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] = \frac{1}{\cos \beta_b \varepsilon_\alpha} \int_0^{\varepsilon_\alpha} \varphi_{00}(\tau) d\tau = \frac{\frac{\varepsilon_\alpha P \Gamma}{2} \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right]}{\cos \beta_b}$$

En sommant les deux termes de l'équation (A1.53), on a alors :

$$\bar{J}_3(\tau) = \frac{\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0^2 - \kappa_0 + \frac{1}{2} \right)}{\cos \beta_b} + \frac{\frac{\varepsilon_\alpha P \Gamma}{2} \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right]}{\cos \beta_b}$$

D'où :

$$\bar{J}_3(\tau) = \frac{\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\varepsilon_\alpha}{2} \left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.54})$$

En injectant les équations (A1.50), (A1.52) et (A1.54) dans l'expression du rendement (équation (II.27) du Chapitre II), on montre que dans le cas des dentures corrigées sans modification de la longueur de contact, le rendement se met encore une fois sous la forme :

$$\eta = 1 - f(1-u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{A1.55})$$

Avec l'expression du facteur de perte suivant :

$$\Lambda = \frac{\left(1 - 2\kappa_0 + 2\kappa_0^2 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\left[1 - P\Gamma - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \left(1 - 2\kappa_0 + 2\kappa_0^2 - P\Gamma \left[1 - \frac{2\Gamma}{3} \right] \right)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{A1.56})$$

A1.7. CALCUL DU FACTEUR DE PERTE POUR DES DENTURES CORRIGÉES AVEC MODIFICATION DE LA LONGUEUR DE CONTACT (P>1)

Dans ce cas, la correction est supérieure à l'approche normale moyenne :

$$P > 1 \Leftrightarrow C > \Delta_m$$

Cela a pour conséquence que le contact entre les dentures n'a plus lieu pour tous les points M_p , tel que $E(M_p, \tau) > 1$. Les intégrales ne sont plus calculées sur la longueur de contact $L(\tau)$ mais sur une longueur de contact plus tronquée $L_p(\tau)$, sur laquelle il y a contact entre les dentures (le long de laquelle $E(M, \tau) \leq 1$). Le contact ne débute donc plus en $\tau = 0$ mais en $\tau = \tau_p$. Définissons tout d'abord la limite τ_p à partir de laquelle le contact débute. Les corrections étant symétriques, la limite de fin de contact est simplement $[\varepsilon_\alpha - \tau_p]$.

Reprenons la Figure A1.8, représentant la fonction $\varphi_{00}(\tau)$ lorsque $\varphi(M) = E(M, \tau)$

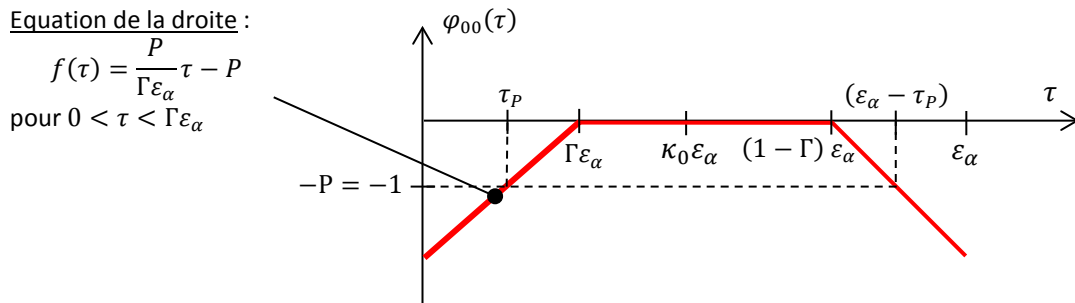


Figure A1.11 - Définition de τ_p

D'après l'équation de la droite de la Figure A1.11 :

$$f(\tau_p) = \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau_p - P = -1$$

D'où :

$$\tau_p = \Gamma \varepsilon_\alpha \left(1 - \frac{1}{P}\right) \quad (\text{A1.57})$$

Comme dans le cas de dentures corrigées sans modification de la longueur de contact, il est montré que E_{MAX} peut être négligé [14]. Il ne reste donc plus qu'à calculer les trois intégrales suivantes sur l'intervalle $[\tau_p, (\varepsilon_\alpha - \tau_p)]$.

$$\bar{J}_1(\tau) = moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L_p(\tau)} dM + \int_{L_p(\tau)} E(M, \tau) dM \right) \right] \quad (\text{A1.58 a})$$

$$\bar{J}_2(\tau) = moy \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L_p(\tau)} S_\delta(M) dM + \int_{L_p(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) dM \right) \right] \quad (\text{A1.58 b})$$

$$\bar{J}_3(\tau) = moy \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \left(\int_{L_p(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM + \int_{L_p(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right) \right] \quad (\text{A1.58 c})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_1 :

En décomposant l'équation (A1.58 a), on a :

$$\bar{J}_1(\tau) = moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} dM \right] + moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) dM \right] \quad (A1.59)$$

En calculant le premier terme de la somme (A1.59), on a :

$$moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} dM \right] = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_P}^{\varepsilon_\alpha - \tau_P} d\tau = 1 - 2\Gamma + \frac{2\Gamma}{P}$$

Concernant le second terme. On peut écrire :

$$moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) dM \right] = \frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_L}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

L'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ est :

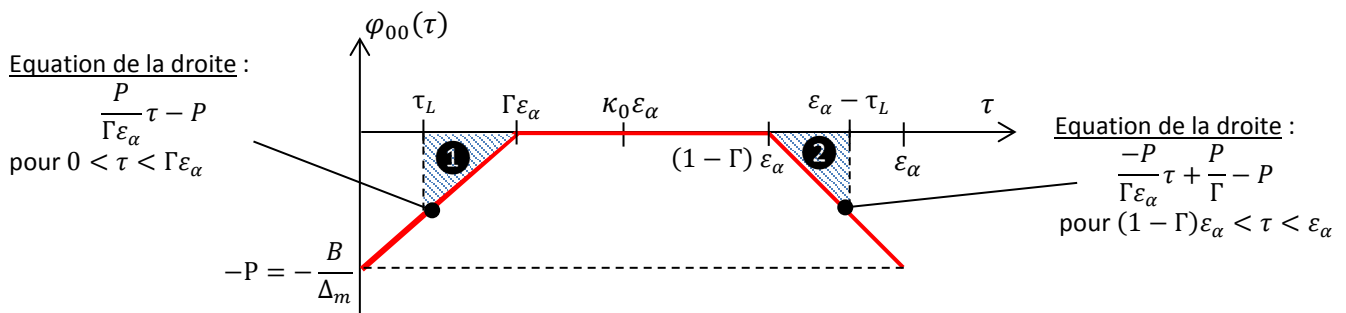


Figure A1.12 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ pour le second terme de l'équation (A1.59)

Avec la Figure A1.12, en calculant les intégrales, on a :

$$\textcircled{1} = \int_{\tau_L}^{\Gamma \varepsilon_\alpha} \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau - P d\tau = \frac{-\Gamma \varepsilon_\alpha}{2P}$$

$$\textcircled{2} = \int_{(1-\Gamma) \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} -\frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau + \frac{P}{\Gamma} - P d\tau = \frac{-\Gamma \varepsilon_\alpha}{2P}$$

On en déduit alors :

$$moy \left[\frac{\cos \beta_b}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} [\textcircled{1} + \textcircled{2}] = \frac{-\Gamma}{P}$$

L'équation (A1.59) devient alors :

$$\bar{J}_1(\tau) = 1 - 2\Gamma + \frac{2\Gamma}{P} - \frac{\Gamma}{P} = 1 - 2\Gamma + \frac{\Gamma}{P} \quad (A1.60)$$

Calcul de la fonction \bar{J}_2 :

En décomposant l'équation (A1.58 b), on a :

$$\bar{J}_2(\tau) = moy \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) dM \right] + moy \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) dM \right] \quad (A1.61)$$

Concernant le premier terme de l'équation (A1.61), on peut écrire :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_L}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Avec l'évolution de $\varphi_{00}(\tau)$ suivante :

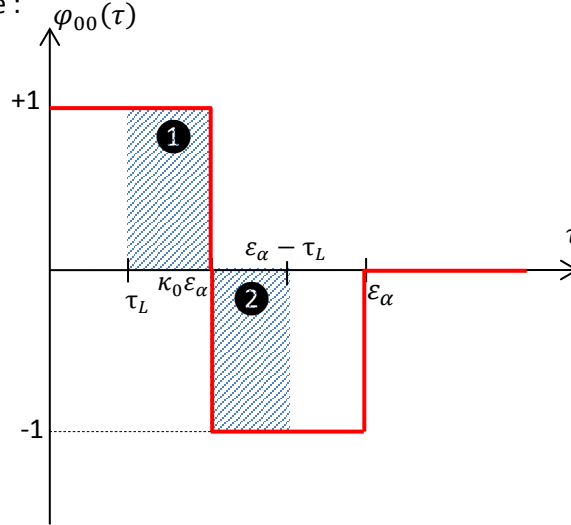


Figure A1.13 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ pour le premier terme de l'équation (A1.61)

On a alors :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \left[\int_{\tau_L}^{\kappa_0 \varepsilon_\alpha} 1 d\tau + \int_{\kappa_0 \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} -1 d\tau \right] = \frac{2\kappa_0 - 1}{\cos \beta_b}$$

Concernant le second terme de l'équation (A1.61), écrivons :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_L}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Avec $\varphi_{00}(\tau)$ défini comme suit :

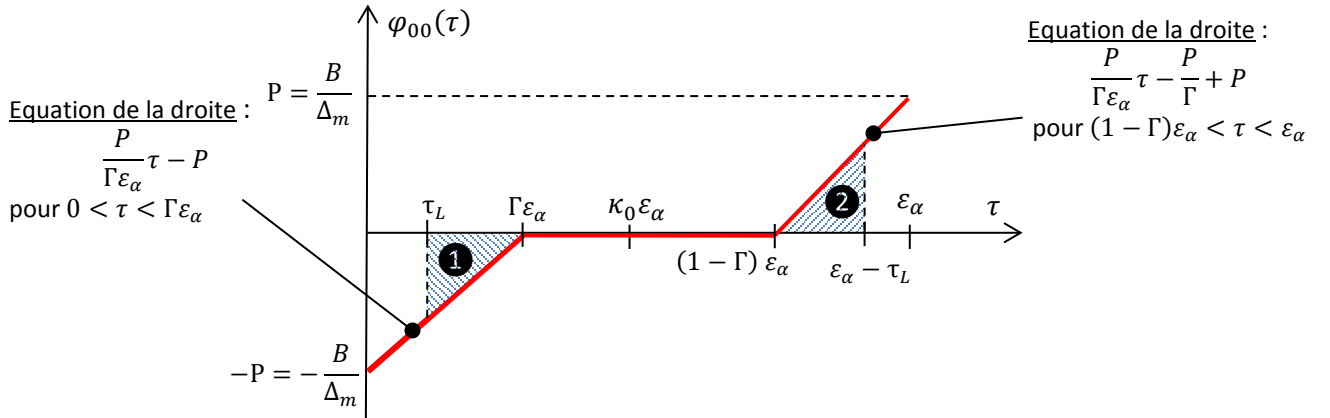


Figure A1.14 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ pour le second terme de l'équation (A1.61)

En calculant les intégrales, on obtient :

$$-\textcircled{1} = - \int_{\tau_L}^{\Gamma \varepsilon_\alpha} \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau - P d\tau = \textcircled{2} = \int_{(1-\Gamma)\varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \frac{P}{\Gamma \varepsilon_\alpha} \tau - \frac{P}{\Gamma} + P d\tau = \frac{\Gamma \varepsilon_\alpha}{2P}$$

D'où :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) dM \right] = \textcircled{1} + \textcircled{2} = 0$$

On en déduit alors que l'équation (A1.61) devient alors :

$$\bar{J}_2(\tau) = \frac{2\kappa_0 - 1}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.62})$$

Calcul de la fonction \bar{J}_3 :

En décomposant l'équation (A1.58 c) :

$$\begin{aligned} \bar{J}_3(\tau) = & \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \\ & + \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] \end{aligned} \quad (\text{A1.63})$$

Concernant le premier terme, on peut écrire :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_L}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Avec $\varphi_{00}(\tau)$ définie sur la figure suivante :

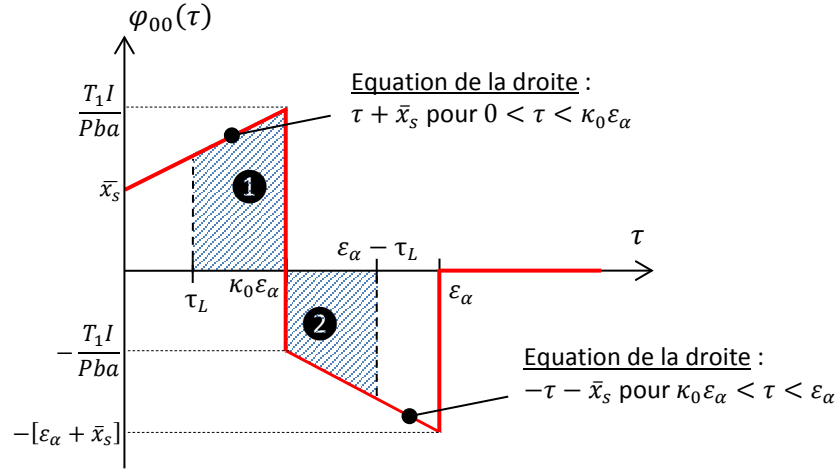


Figure A1.15 - Evolution de $\varphi_{00}(\tau)$ pour le premier terme de l'équation (A1.63)

En calculant les intégrales, on a :

$$\begin{aligned} \textcircled{1} &= \int_{\tau_L}^{\kappa_0 \varepsilon_\alpha} \tau + \bar{x}_s d\tau \\ \textcircled{1} &= \varepsilon_\alpha^2 \left(\frac{\kappa_0^2}{2} - \frac{\Gamma^2}{2} - \frac{\Gamma^2}{2P^2} + \frac{\Gamma^2}{P} \right) + \bar{x}_s \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0 - \Gamma + \frac{\Gamma}{P} \right) \\ \textcircled{2} &= \int_{\kappa_0 \varepsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} -\tau - \bar{x}_s d\tau \\ \textcircled{2} &= \varepsilon_\alpha^2 \left(\frac{\kappa_0^2}{2} - \frac{\Gamma^2}{2} - \frac{\Gamma^2}{2P^2} + \frac{\Gamma^2}{P} + \Gamma - \frac{\Gamma}{P} - \frac{1}{2} \right) + \bar{x}_s \varepsilon_\alpha \left(\kappa_0 + \Gamma - \frac{\Gamma}{P} - 1 \right) \end{aligned}$$

D'où :

$$\begin{aligned} \text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] &= \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} [\textcircled{1} + \textcircled{2}] \\ &= \frac{\varepsilon_\alpha \left(\kappa_0^2 - \Gamma^2 - \frac{\Gamma^2}{P^2} + \Gamma + \frac{2\Gamma^2}{P} - \frac{\Gamma}{P} - \frac{1}{2} \right) + \bar{x}_s(2\kappa_0 - 1)}{\cos \beta_b} \end{aligned}$$

Pour le second terme, écrivons :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \cos \beta_b} \int_{\tau_L}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \varphi_{00}(\tau) d\tau$$

Comme dans le cas des dentures corrigées sans modification de la longueur de contact, décomposons la fonction $\varphi_{00}(\tau)$ en produit de deux fonctions $\varphi_{00}^a(\tau)$ et de $\varphi_{00}^b(\tau)$. Leur évolution est donnée dans la figure suivante :

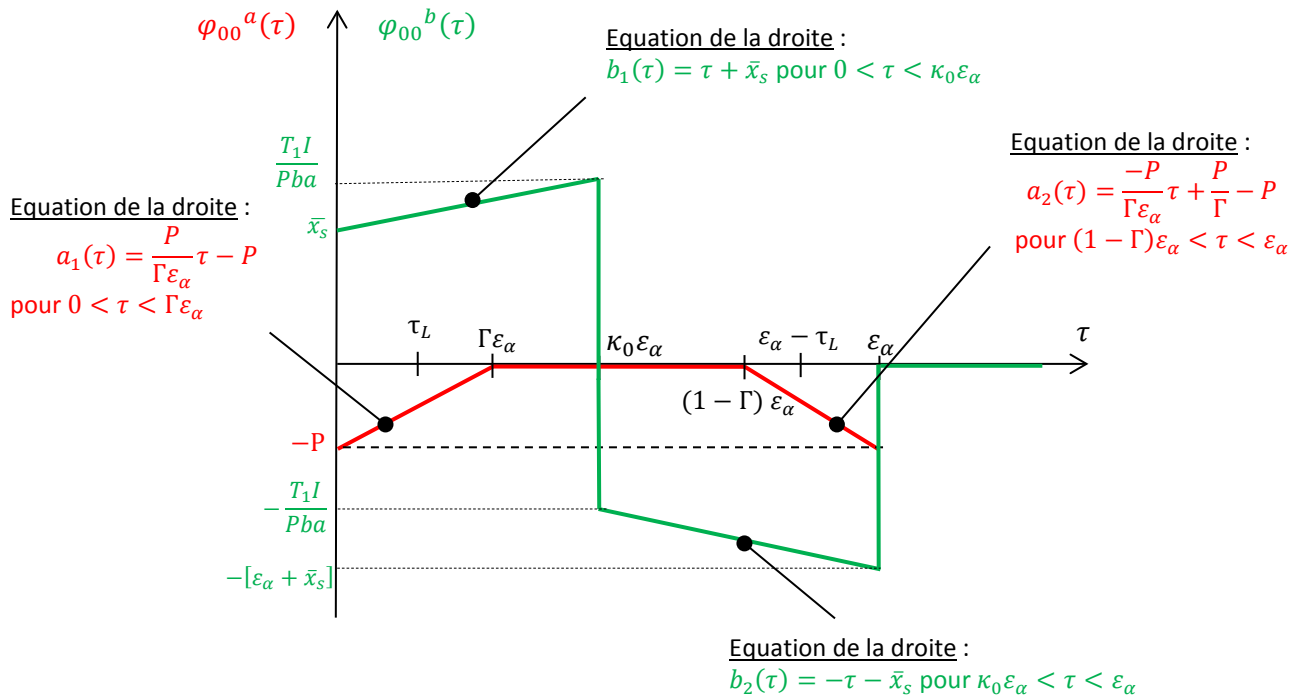


Figure A1.16 - Evolutions de $\varphi_{00}^a(\tau)$ et $\varphi_{00}^b(\tau)$ pour le second terme de l'équation (A1.63)

Comme dans le cas précédent, on notera que le produit $S_\delta(M) E(M, \tau) \tilde{x}(M)$ est nul sur l'intervalle $[\Gamma\epsilon_\alpha, (1 - \Gamma)\epsilon_\alpha]$. On intégrera donc sur les intervalles $[\tau_L, \Gamma\epsilon_\alpha]$ et $[(1 - \Gamma)\epsilon_\alpha, \epsilon_\alpha - \tau_L]$.

On a alors :

$$\begin{aligned} \textcircled{1} &= \int_{\tau_L}^{\Gamma\epsilon_\alpha} a_1(\tau) \times b_1(\tau) d\tau = \int_{\tau_L}^{\Gamma\epsilon_\alpha} \frac{P}{\Gamma\epsilon_\alpha} \tau^2 + \tau \left[\frac{P\bar{x}_s}{\Gamma\epsilon_\alpha} - P \right] - P\bar{x}_s d\tau \\ \textcircled{1} &= \varepsilon_\alpha^2 \left(-\frac{\Gamma^2}{P} + \frac{\Gamma^2}{3P^2} \right) + \bar{x}_s \varepsilon_\alpha \left(-\frac{\Gamma}{2P} \right) \\ \textcircled{2} &= \int_{(1-\Gamma)\epsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} a_2(\tau) \times b_2(\tau) d\tau = \int_{(1-\Gamma)\epsilon_\alpha}^{\varepsilon_\alpha - \tau_L} \frac{P}{\Gamma\epsilon_\alpha} \tau^2 + \tau \left[P - \frac{P}{\Gamma} + \frac{P\bar{x}_s}{\Gamma\epsilon_\alpha} \right] - \bar{x}_s \left(\frac{P}{\Gamma} - P \right) d\tau \\ \textcircled{2} &= \varepsilon_\alpha^2 \left(\frac{\Gamma^2}{3P^2} - \frac{\Gamma^2}{2P} + \frac{\Gamma}{2P} \right) + \bar{x}_s \varepsilon_\alpha \frac{\Gamma}{2P} \end{aligned}$$

On a alors :

$$\text{moy} \left[\frac{1}{\varepsilon_\alpha b} \int_{L_P(\tau)} E(M, \tau) S_\delta(M) \tilde{x}(M) dM \right] = \frac{\varepsilon_\alpha \left(\frac{2\Gamma^2}{3P^2} - \frac{3\Gamma^2}{2P} + \frac{\Gamma}{2P} \right)}{\cos \beta_b}$$

L'équation (A1.63) devient alors :

$$\bar{J}_3(\tau) = \frac{\frac{Z_1}{2\pi} \tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \varepsilon_\alpha \left[\kappa_0^2 - \kappa_0 + \frac{1}{2} - \Gamma \left[1 - \Gamma + \frac{1}{P} \left(\Gamma - \frac{\Gamma}{3P} - \frac{1}{2} \right) \right] \right]}{\cos \beta_b} \quad (\text{A1.64})$$

En injectant les équations (A1.60), (A1.62) et (A1.64) dans l'expression du rendement (équation (II.27) du Chapitre II), on montre que dans le cas des dentures corrigées avec modification de la longueur de contact, le rendement se met encore une fois sous la forme :

$$\eta = 1 - f(1 - u) \frac{\pi}{Z_1 \cos \beta_b} \varepsilon_\alpha \Lambda \quad (\text{A1.65})$$

Avec l'expression du facteur de perte suivant :

$$\Lambda = \frac{\left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - 2\Gamma \left[1 - \Gamma + \frac{1}{P} \left(\Gamma - \frac{\Gamma}{3P} - \frac{1}{2} \right) \right] \right)}{\left[1 - 2\Gamma + \frac{\Gamma}{P} - f \left(\frac{\tan \alpha_p (2\kappa_0 - 1) - \frac{\pi}{Z_1} \varepsilon_\alpha \left(2\kappa_0^2 - 2\kappa_0 + 1 - 2\Gamma \left[1 - \Gamma + \frac{1}{P} \left(\Gamma - \frac{\Gamma}{3P} - \frac{1}{2} \right) \right] \right)}{\cos \beta_b} \right) \right]} \quad (\text{A1.66})$$

ANNEXE II - PRINCIPALES DIMENSIONS DES ELEMENTS COMPOSANT LE REDUCTEUR D'ESSAI

Caractéristiques des carters du réducteur d'essai :

Tous les carters sont en acier 42CD4.

Carter supportant le roulement #1 du porte-satellite – élément #5 du réseau :

Cet élément a la forme d'un cylindre horizontal, son poids est estimé à 2 kg.

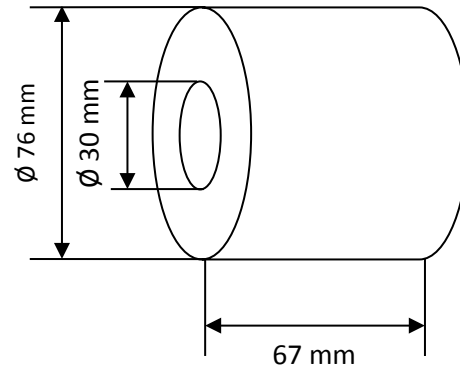


Figure A2.1 – Géométrie du carter supportant le roulement #1 du porte-satellite

Carter supportant le roulement #2 du porte-satellite – élément #6 du réseau :

Cet élément a la forme d'un cylindre horizontal, son poids est estimé à 9 kg.

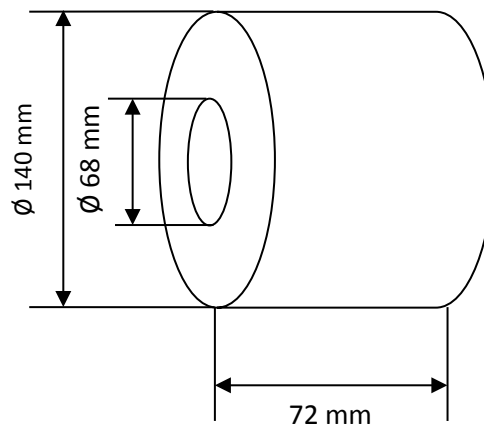


Figure A2.2 – Géométrie du carter supportant le roulement #2 du porte-satellite

Carter dans lequel est usinée la couronne – élément #7 du réseau :

Cet élément a la forme d'un anneau, son poids est estimé à 7 kg.

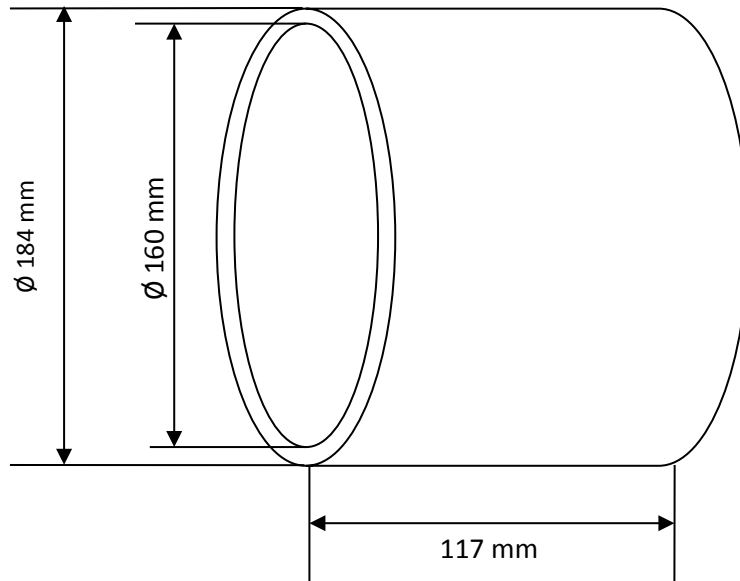


Figure A2.3 – Géométrie du carter dans lequel est usinée la couronne

Carter supportant le roulement du solaire – élément #8 du réseau :

Cet élément a la forme d'un disque, son poids est estimé à 5 kg.

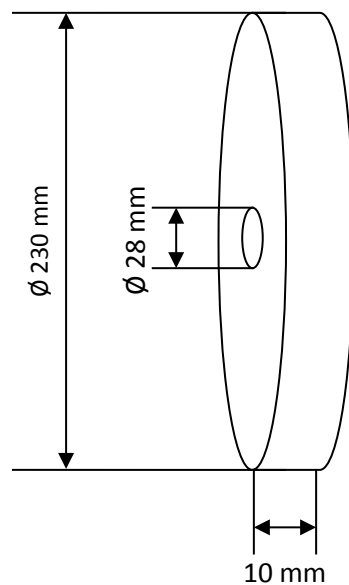


Figure A2.4 – Géométrie du carter supportant le roulement du porte-satellite

Caractéristiques des roulements du réducteur d'essai :

	Roulement #1 du PS	Roulement #2 du PS	Roulement du solaire	Douilles des satellites
Type	Bille – SKF 6003-2Z	Bille – SKF 6008-2Z	Bille – SKF 6001-2Z	Aiguilles - KML
Masse [g]	39	190	22	2,1
Ø BI [mm]	17	40	12	10
Ø BE [mm]	35	68	28	14
Largeur [mm]	10	15	8	13

Tableau A2.1 – Caractéristiques et dimensions des roulements du réducteur d'essai

Caractéristiques des éléments « arbre » du réducteur d'essai :

Arbre au niveau du roulement #1 du porte-satellite – élément #15 du réseau :

Cet élément a la forme d'un cylindre horizontal, son poids est estimé à 0,22 kg.

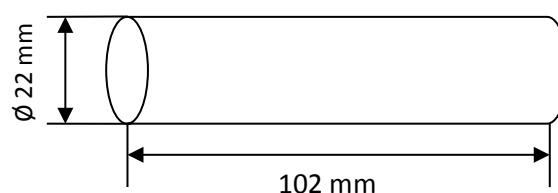


Figure A2.5 – Géométrie de l'arbre au niveau du roulement #1 du porte-satellite

Arbre au niveau du roulement #2 du porte-satellite – élément #16 du réseau :

Cet élément a la forme d'un cylindre horizontal, son poids est estimé à 0,77 kg.

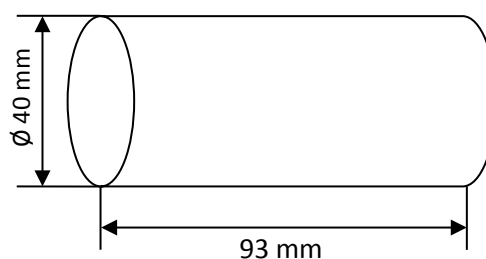


Figure A2.6 – Géométrie de l'arbre au niveau du roulement #2 du porte-satellite

Plateau du porte-satellite – élément #17 du réseau :

Cet élément a la forme d'un disque, son poids est estimé à 4 kg.

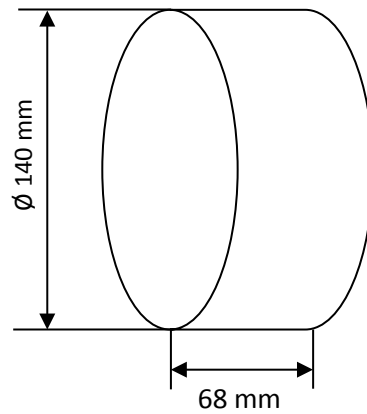


Figure A2.7 – Géométrie du plateau du porte-satellite

Arbre du solaire – élément #18 du réseau :

Cet élément a la forme d'un cylindre horizontal, son poids est estimé à 0,05 kg.

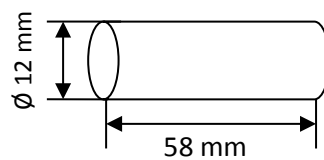


Figure A2.8 – Géométrie de l'arbre du solaire

Arbres des satellites – élément #19-20-21 du réseau :

Ces éléments ont la forme de cylindres horizontaux, leur poids est estimé à 0,02 kg.

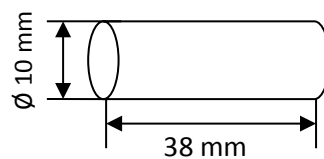


Figure A2.9 – Géométrie des arbres des satellites

ANNEXE III - DETAILS DES FORMULES POUR ESTIMER LES RESISTANCES THERMIQUES

A3.1 LES RESISTANCES DE CONVECTION AVEC L'AIR

A3.1.a Echange convectif entre un cylindre horizontal fixe et l'air

Cas de la convection naturelle [79]:

La formulation utilisée pour estimer le nombre de Nusselt par convection entre un cylindre horizontal fixe et l'air est :

$$\overline{Nu}^{1/2} = 0,6 + 0,387 \left[\frac{GrPr}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{16/9}} \right]^{1/6} \quad (A3.1)$$

Cette formulation est valable sur l'intervalle suivant :

$$10^{-5} < GrPr < 10^{12}$$

Le nombre adimensionnel de Grashof est défini par :

$$Gr = \frac{\zeta \Delta T g L^3}{\nu^2} \quad (A3.2)$$

Avec :

- ✓ ζ le coefficient de dilatation du fluide [$^{\circ}\text{C}^{-1}$]
- ✓ ΔT le gradient de température entre la paroi et le fluide [$^{\circ}\text{C}$]
- ✓ g la constante de pesanteur [m/s^2]
- ✓ L la grandeur caractéristique [m]
- ✓ ν la viscosité cinématique du fluide [m^2/s]

Le nombre adimensionnel de Prandtl a pour expression :

$$Pr = \frac{\nu}{\varpi} \quad (A3.3)$$

Avec :

- ✓ ϖ la diffusivité thermique du fluide [m^2/s]

Ces deux nombres adimensionnels sont calculés avec les caractéristiques physiques de l'air et en prenant comme grandeur caractéristique le diamètre extérieur du cylindre.

Cas de la convection forcée [79] :

Pour caractériser l'échange entre un cylindre horizontal fixe et l'air en mouvement, l'expression du nombre de Nusselt est fonction du nombre adimensionnel de Reynolds et du nombre adimensionnel de Prandtl :

$$Nu = X Re^n Pr^{1/3} \quad (A3.4)$$

Le nombre de Reynolds est défini par :

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (A3.5)$$

Avec :

- ✓ V la vitesse du fluide [m/s]
- ✓ L la grandeur caractéristique [m]
- ✓ ν la viscosité cinématique du fluide [m²/s]

X et n sont définis en fonction de la valeur du nombre de Reynolds, Tableau A3.2.

	X	n
$0,4 < Re < 4$	0,989	0,33
$4 < Re < 40$	0,911	0,385
$40 < Re < 4000$	0,683	0,466
$4000 < Re < 40000$	0,193	0,618
$40000 < Re < 400000$	0,0266	0,805

Tableau A3.2 - Valeurs des constantes C et n

A3.1.b Echange convectif entre une plaque horizontale et l'air

Cas de la convection naturelle [81] :

Dans ce cas, l'équation qui donne le nombre de Nusselt est la suivante :

$$Nu = 0,2 (GrPr)^{0,32} \quad (A3.6)$$

Les expressions de nombre de Grashof et de Prandtl sont données par les équations (A3.2 et (A3.3). Dans ce cas, la grandeur caractéristique à prendre en compte est la longueur de la paroi.

Cas de la convection forcée [82] :

Dans ce cas, le flux d'air étant normal à la plaque horizontale, la formulation utilisée pour estimer le nombre de Nusselt est :

$$Nu = 0,145 Re^{0,66} \quad (A3.7)$$

L'expression de nombre de Reynolds est donnée par l'équation (A3.5). Dans ce cas, la grandeur caractéristique est la surface frontale à l'écoulement de la plaque divisée par son périmètre.

A3.1.c Echanges convectif entre une plaque verticale et l'air

Cas de la convection naturelle [81] :

Dans ce cas, l'expression suivante est utilisée :

$$Nu = 0,28 (GrPr)^{0,30} \quad (A3.8)$$

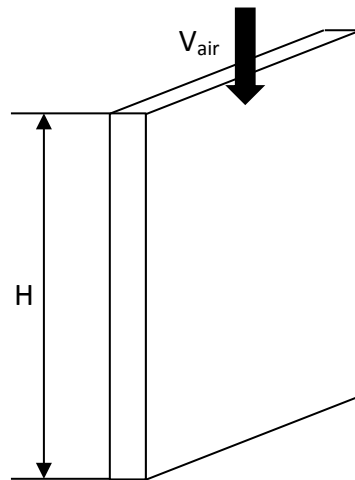


Figure A3.1 – Flux d’air tangentiel à une plaque verticale

Cas de la convection forcée [82] :

Dans ce cas, le flux d’air est tangentiel. Le nombre de Nusselt est alors donné par :

$$Nu = 0,27 Re^{0,63} \quad (A3.9)$$

La grandeur caractéristique à prendre en compte dans les deux cas est la hauteur H de la plaque, Figure A3.1.

A3.2 LES RESISTANCES DE CONDUCTION

A3.2.a La résistance de conduction radiale

Cette résistance permet de traduire la conduction de la chaleur à travers un solide dont la section de passage est proportionnelle à son rayon. Elle a pour application les corps cylindriques. Il est montré que la résistance de conduction radiale a pour expression [66] :

$$R_{th} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \pi k l} \quad (A3.10)$$

Avec :

- ✓ r_{ext}, r_{int} les rayons extérieur et intérieur du cylindre, respectivement [m]
- ✓ k la conductivité du matériau composant le cylindre [W/m°C]
- ✓ l la largeur du cylindre [m]

A3.2.b La résistance de conduction axiale

Cette résistance traduit la conduction de la chaleur à travers un solide dont la section de passage est constante. Grâce à la loi de Fourier, il est montré que la résistance de conduction axiale est [66] :

$$R_{th} = \frac{l}{k S} \quad (A3.11)$$

Avec :

- ✓ l la longueur de conduction [m]
- ✓ k la conductivité thermique du solide [W/m°C]
- ✓ S la surface de conduction [m²]

A3.2.c La résistance de contact

Cette résistance traduit la conduction de la chaleur à travers la fine lame d'air qui sépare deux solides en contact métal-métal. Comme il est indiqué dans [1] et [5], cette résistance est dépendante de la taille des surfaces en contact, de la rugosité des solides en contact et de la pression appliquée. Pour traduire les échanges de chaleur via le contact entre des éléments carter d'un réducteur, il est montré que cette résistance s'exprime par [66] :

$$R_{th} = \frac{4,5 \cdot 10^{-3}}{\bar{k}S} \quad (\text{A3.12})$$

Avec :

- ✓ \bar{k} la conductivité thermique équivalente calculée à partir de la conductivité des deux matériaux en contact [W/m°C] :

$$\bar{k} = 2 \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad (\text{A3.13})$$

- ✓ S la surface de contact [m²]

A3.3 LES RESISTANCES DE CONVECTION AVEC L'HUILE

A3.3.a Les échanges par convection dans les conduites

Il s'agit avant tout de définir le régime d'écoulement dans la conduite. Pour cela, le nombre adimensionnel de Reynolds est calculé à l'aide de l'équation (A3.5) en prenant comme grandeur caractéristique le diamètre de la conduite.

Lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 2000, le régime d'écoulement est considéré comme laminaire. Dans ce cas, le coefficient d'échange convectif est donné par l'expression suivante [79] :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{d}{L}\right) Re Pr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d}{L}\right) Re Pr\right]^{2/3}} \quad (\text{A3.14})$$

Avec :

- ✓ d le diamètre de la conduite [m]
- ✓ L la longueur de la conduite [m]
- ✓ Pr le nombre adimensionnel de Prandtl, équation (A3.3)

Dans le cas où le nombre de Reynolds est supérieur à 4000, le régime d'écoulement est considéré comme turbulent. Le coefficient d'échange est alors estimé avec la formulation suivante [79] :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (A3.15)$$

Si la valeur du nombre de Reynolds est comprise entre 2000 et 4000, une interpolation entre les équations (A3.14) et (A3.15) est réalisée.

A3.3.b Les échanges par ruissellement d'huile

Pour ces résistances, une vitesse de ruissellement de l'huile est calculée avec la formulation suivante, en supposant que le ruissellement a lieu sous l'action de la gravité et que les effets visqueux et de trainée aérodynamique sont négligés [66] :

$$V_{rui} = 2,95\sqrt{L} \quad (A3.16)$$

Avec :

- ✓ L la longueur de ruissellement [m]

Lorsque la surface d'échange est assimilable à une plaque verticale, la longueur de ruissellement est prise égale à la hauteur de la surface. Lorsqu'il s'agit d'un cylindre la longueur de ruissellement est prise égale à un demi-périmètre. La longueur et la vitesse de ruissellement permettent alors de calculer le nombre adimensionnel de Reynolds caractérisant l'écoulement de l'huile (équation (A3.5)).

Dans le cas où la surface d'échange est une plaque verticale, les corrélations utilisées sont les suivantes [79] :

Si $Re < 5 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,664 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad (A3.17)$$

Sinon

$$Nu = Pr^{1/3}[0,037 Re^{0,8} - 850] \quad (A3.18)$$

Dans le cas où les surfaces d'échange sont des cylindres, la corrélation utilisée est celle de l'équation (A3.4), en prenant les caractéristiques de l'huile pour estimer le nombre de Prandlt.

A3.3.c Les échanges entre l'huile et un cylindre en rotation

Pour caractériser l'échange convectif entre l'huile et un disque en rotation, les formulations suivantes sont utilisées :

Si $Re < 2,5 \cdot 10^5$ [84]

$$Nu = 0,4 Re^{0,5} Pr^{1/3} \quad (A3.19)$$

Si $Re > 3,2 \cdot 10^5$ [85], [86]

$$Nu = 0,238 Re^{0,8} Pr^{0,6} \quad (A3.20)$$

Les nombres adimensionnels de Reynolds (équation (A3.5)) et de Prandtl (équation (A3.3)) sont estimés en prenant comme grandeur caractéristique le rayon extérieur des disques, comme vitesse caractéristique la vitesse orthoradiale au niveau du diamètre extérieur des disques et les caractéristiques physiques de l'huile. Dans le cas où le nombre de Reynolds se trouve compris entre $2,5 \cdot 10^5$ et $3,2 \cdot 10^5$, une régression linéaire est effectuée entre les expressions (A3.19) et (A3.20) pour obtenir la valeur du nombre de Nusselt.

Pour caractériser l'échange convectif entre l'huile et la périphérie d'un cylindre en rotation, la formulation utilisée est [87] :

Si $1000 < Re < 100000$

$$Nu = 0,133 Re^{2/3} Pr^{1/3} \quad (A3.21)$$

Les nombres de Reynolds et de Prandtl sont estimés en prenant comme grandeur caractéristique le diamètre extérieur des cylindres, comme vitesse caractéristique la vitesse orthoradiale au niveau du diamètre extérieur des cylindres et les caractéristiques physiques de l'huile.

A3.3.d Les échanges entre l'huile et les dentures par projection

En supposant que l'huile est toujours injectée avant l'engrènement, cette résistance de projection s'exprime par [66] :

$$R_{th} = \frac{\pi}{b Z \left[0,257 + \frac{0,885}{\left[1 + \exp\left(\frac{\psi - 0,776}{0,109}\right) \right]^{0,119}} \right] h_{dent} \chi \sqrt{\theta} \omega} \quad (A3.22)$$

Avec :

- ✓ b la largeur de denture [m]
- ✓ Z le nombre de dent du pignon
- ✓ h_{dent} la hauteur des dents [m]
- ✓ χ l'effusivité thermique de l'huile [$N/m \cdot s^{1/2} \cdot ^\circ C$]
- ✓ θ l'angle de projection (cf. Figure A3.11) [rad]
- ✓ ω la vitesse de rotation du pignon [rad/s]
- ✓ ψ le nombre sans dimension défini par :

$$\psi = \left(\frac{R_p \varpi \theta^2}{\nu h_{dent}} \right)^{1/4} \quad (A3.23)$$

Avec :

- ✓ R_p le rayon primitif du pignon [m]
- ✓ ϖ la diffusivité thermique de l'huile [m^2/s]
- ✓ ν la viscosité cinématique de l'huile [m^2/s]

L'angle de projection est pris égale à 60°. Le choix de cet angle est justifié par le fait que les points d'injection d'huile (circuit #1 et circuit #2) sont situés exactement entre deux satellites successifs, Figure A3.2.

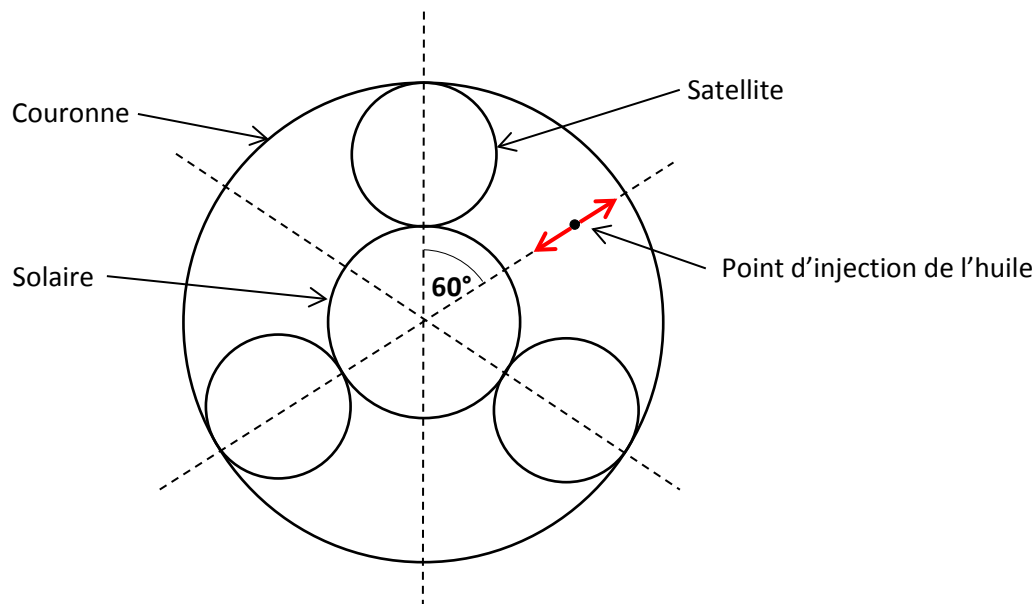


Figure A3.2 - Position angulaires des buses d'injection d'huile dans le réducteur d'essai

A3.4 LA RESISTANCE DE TRANSPORT

L'expression de cette résistance est directement dérivée de la formule qui donne la puissance thermique récupérée par l'huile dans un système à partir des températures en entrée et en sortie :

$$\mathcal{P}_{huile} = Q_m c \Delta T \quad (A3.24)$$

Avec :

- ✓ Q_m la somme des débits d'huile injectés dans le réducteur [kg/s]
- ✓ c la capacité calorifique de l'huile [J/Kg K]
- ✓ ΔT la différence de température entre l'entrée et la sortie de l'huile [K]

D'où l'expression de la résistance de transport :

$$R_{th} = \frac{1}{Q_m c} \quad (A3.25)$$

Lorsqu'aucun débit n'est injecté dans le réducteur, cette résistance est poussée à l'infini.

A3.5 LA RESISTANCE DE CONVECTION ENTRE L'HUILE INJECTEE ET L'AIR INTERNE

Dans le cas de l'injection entre le solaire et les satellites, la hauteur d'échange est prise égale au diamètre intérieur du carter de la couronne pour prendre en compte le fait que l'huile a tendance à être centrifugée. Dans le cas de l'injection entre la couronne et les satellites, cette hauteur est prise égale à la distance entre le carter de la couronne et le porte-satellite.

Les débits massiques d'air autour des dentures sont estimés avec la formulation proposée par Marchesse et al. [45] concernant les débits d'airs projetés par la rotation de denture :

$$Q_m = \rho \lambda Z b h_{dent} \omega \quad (A3.26)$$

Avec :

- ✓ ρ la masse volumique de l'air interne [kg/m^3]
- ✓ λ une constante égale à 0,0052 [m]
- ✓ Z le nombre de dent de la denture [-]
- ✓ b la largeur de la denture [m]
- ✓ h_{dent} la hauteur de dent [m]
- ✓ ω la vitesse de rotation de la denture [rad/s].

On notera que le débit produit par les satellites est multiplié par le nombre de satellite et que les résistances concernant l'injection solaire/satellite et couronne/satellite sont sommées en parallèles.

On remarquera que lorsque le réducteur est à l'arrêt et que de l'huile est tout de même injectée, les éléments n'étant plus en rotation, les phénomènes de convection dans la chambre d'injection n'ont plus lieu d'être. Il est alors supposé qu'il n'existe plus de gradient de température entre l'élément huile et l'élément air interne. La résistance thermique est alors prise égale à zéro.

A3.6 LES RESISTANCES DE CONVECTION NATURELLE DANS UN ESPACE CLOS

Pour traduire ces échanges par convection naturelle entre l'air interne et les éléments dont une surface est dans la chambre d'injection, le coefficient d'échange convectif est estimé à partir d'une conductivité thermique équivalente de l'air interne du réducteur. En effet, en considérant deux parois espacées d'une distance δ , dont les températures sont différentes, et en supposant que la température de l'air est la moyenne des températures des deux parois, il est montré que le coefficient d'échange convectif équivalent a pour expression [79] :

$$h_{eq} = \frac{2 k_{eq}}{\delta} \quad (A3.27)$$

La conductivité équivalente est estimée à partir de différentes formulations qui dépendent de la géométrie des deux parois en vis-à-vis. Deux types de géométrie sont utilisés dans le cas du réducteur d'essai. Suivant les formes des éléments, plusieurs résistances sont sommées en parallèle.

Pour les relations suivantes, le nombre adimensionnel de Grashof (équation (A3.2)) est calculé en prenant comme grandeur caractéristique la distance δ qui sépare les deux parois. Le nombre adimensionnel de Prandtl (équation (A3.3)) est calculé en prenant les caractéristiques physiques de l'air interne.

Lorsque les deux surfaces en vis-à-vis sont des plaques verticales :

Si $Gr Pr < 2000$

$$\frac{k_{eq}}{k} = 1 \quad (A3.28)$$

Si $6000 < Gr Pr < 200000$

$$\frac{k_{eq}}{k} = 0,197 (GrPr)^{1/4} \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-1/9} \quad (A3.29)$$

Si $200000 < Gr Pr < 1,1 \cdot 10^7$

$$\frac{k_{eq}}{k} = 0,073 (GrPr)^{1/3} \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-1/9} \quad (A3.30)$$

Avec :

- ✓ k la conductivité de l'air interne [W/m°C]
- ✓ L le diamètre extérieur des plaques circulaires verticales [m]

Si le produit du nombre de Grashof et du nombre de Prandtl est compris entre 2000 et 6000, une interpolation entre les équations (A3.28) et (A3.29) est réalisée.

Lorsque les deux surfaces en vis-à-vis sont des cylindres concentriques :

Si $Gr Pr < 6000$

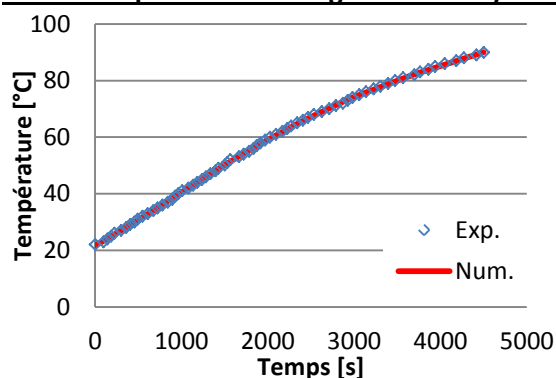
$$\frac{k_{eq}}{k} = 1 \quad (A3.31)$$

Sinon

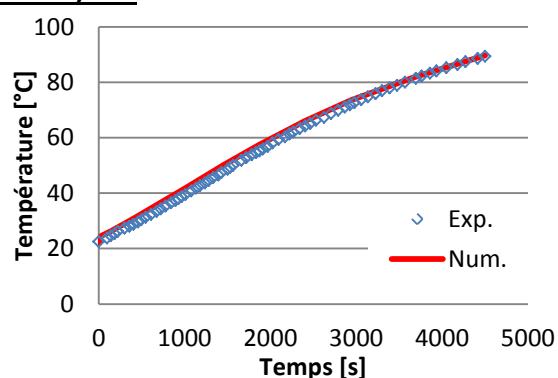
$$\frac{k_{eq}}{k} = 0,11 (GrPr)^{0,29} \quad (A3.32)$$

ANNEXE IV - EVOLUTIONS DES TEMPERATURES MESUREES ET CALCULEES DURANT LES ESSAIS EN REDUCTEUR COMPLET

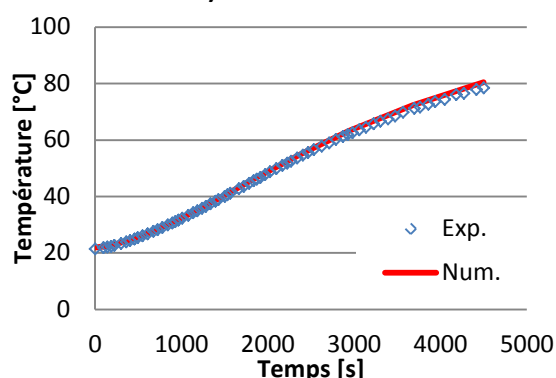
Vitesse du porte-satellite égale à 1000 tr/min – $Q = 2 \times 2 \text{ l/min}$



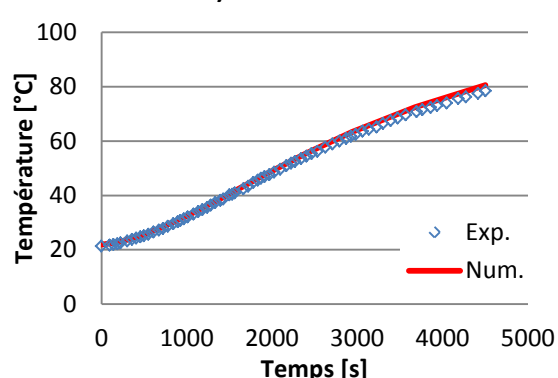
a) Huile en entrée



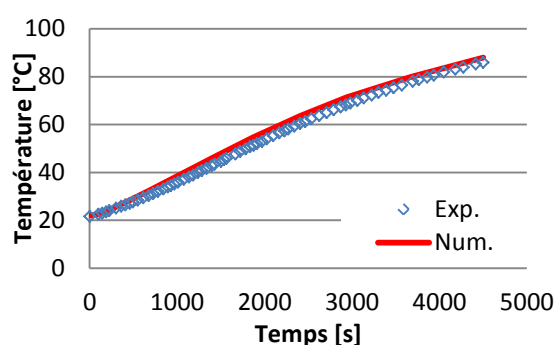
b) Huile en sortie



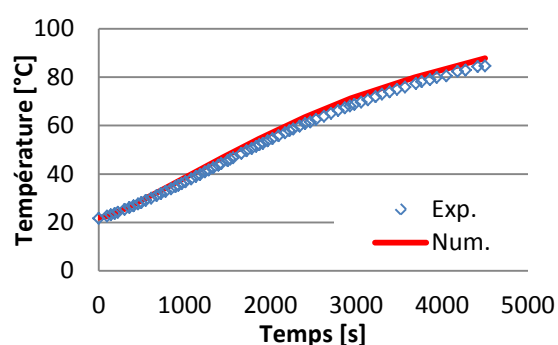
c) Carter du roulement #1



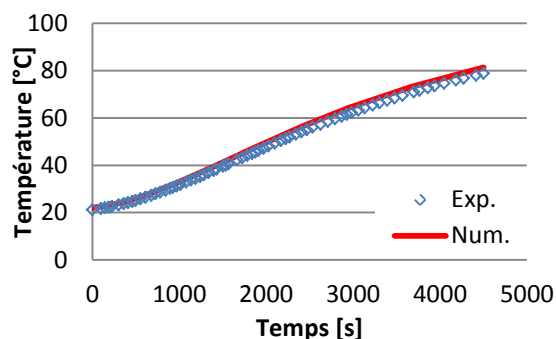
d) Carter du roulement #2



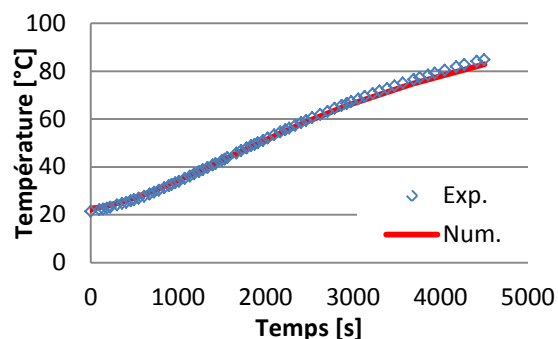
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

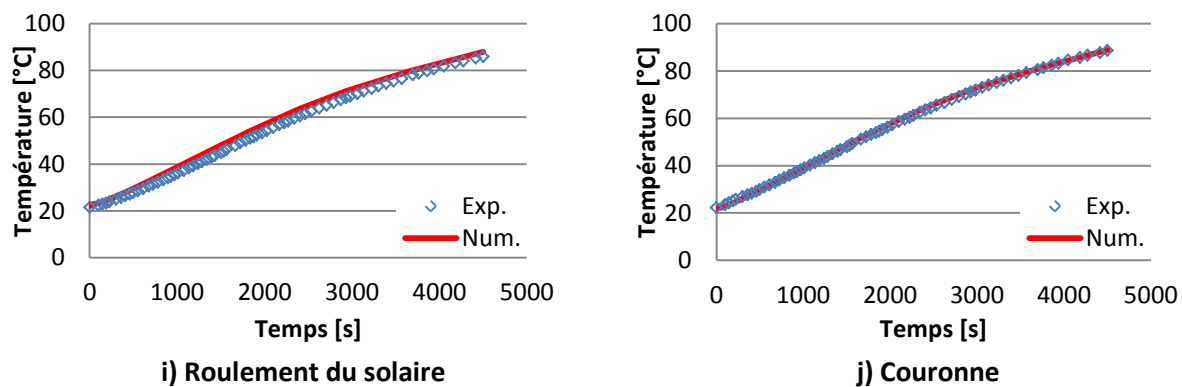
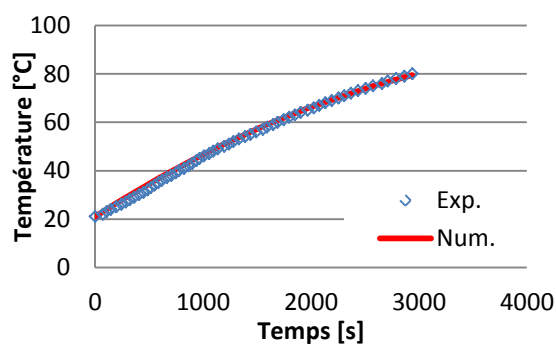
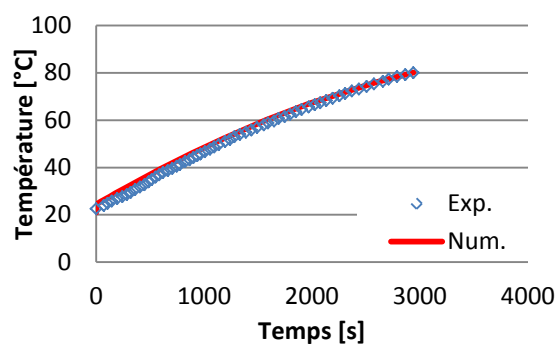


Figure A4.1 – Comparaison entre les évolutions de températures mesurées et calculées, pour une vitesse de rotation égale à 1000 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 2 l/min

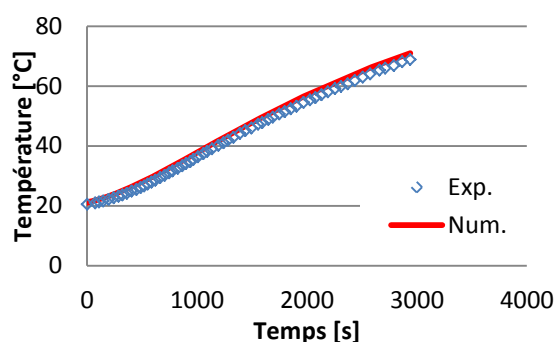
Vitesse du porte-satellite égale à 1500 tr/min – $Q = 2 \times 3 \text{ l/min}$



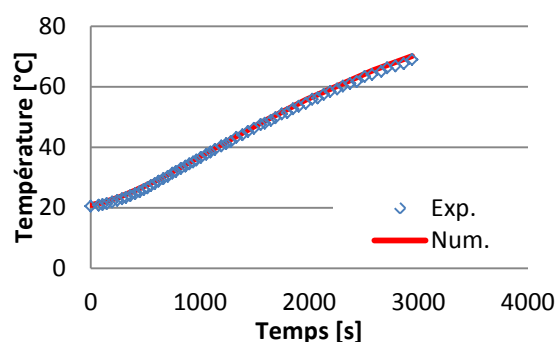
a) Huile en entrée



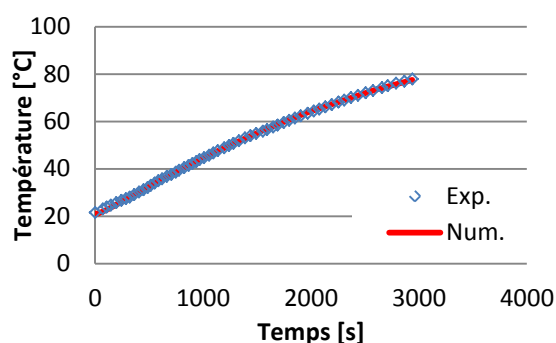
b) Huile en sortie



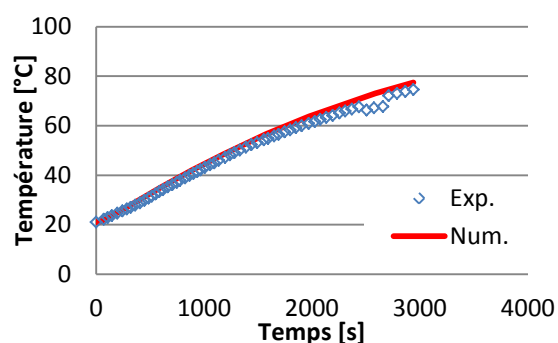
c) Carter du roulement #1



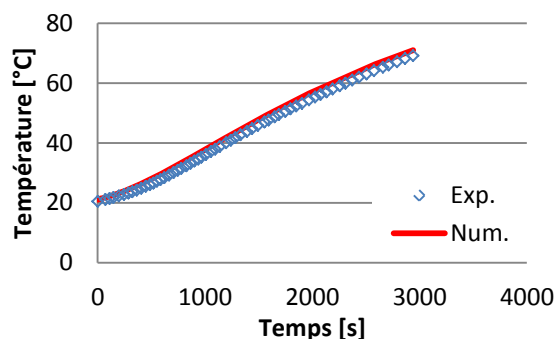
d) Carter du roulement #2



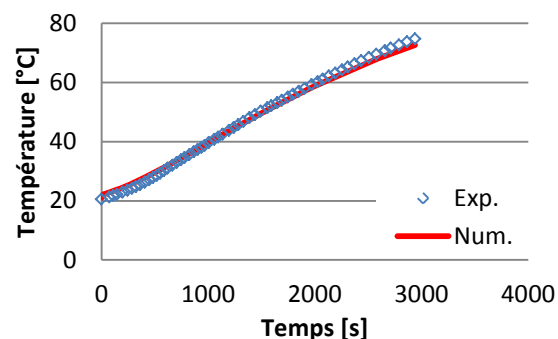
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

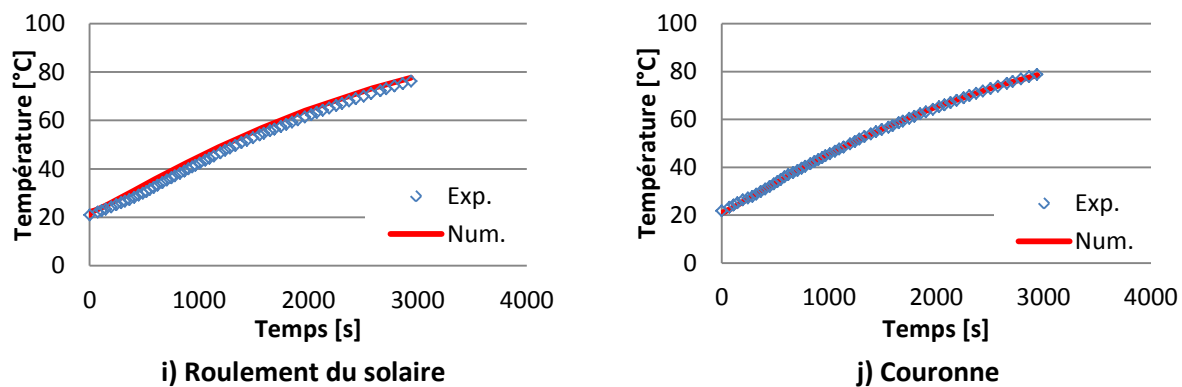
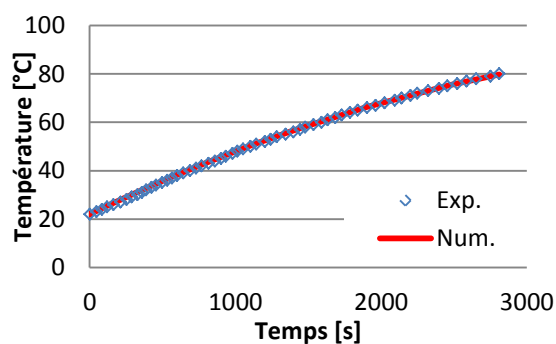
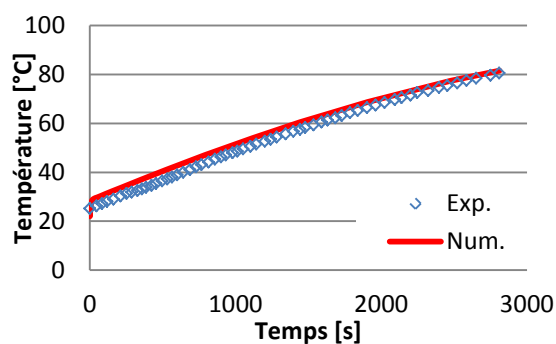


Figure A4.2 – Comparaison entre les évolutions de températures mesurées et calculées, pour une vitesse de rotation égale à 1500 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 3 l/min

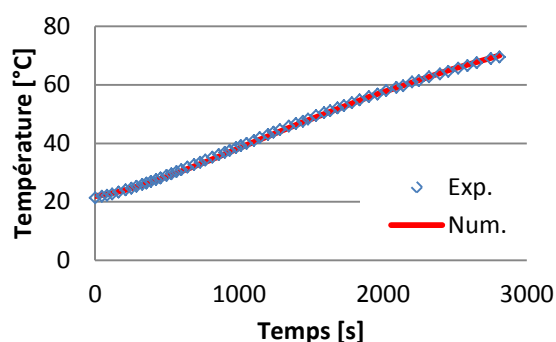
Vitesse du porte-satellite égale à 2000 tr/min – $Q = 2 \times 2 \text{ l/min}$



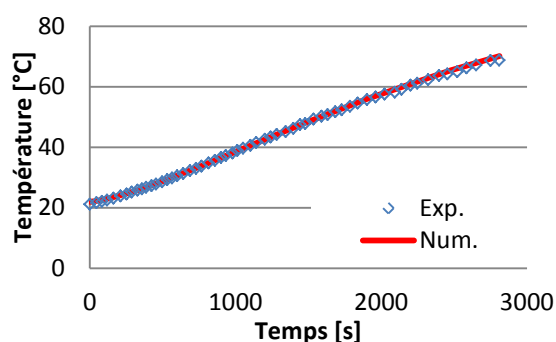
a) Huile en entrée



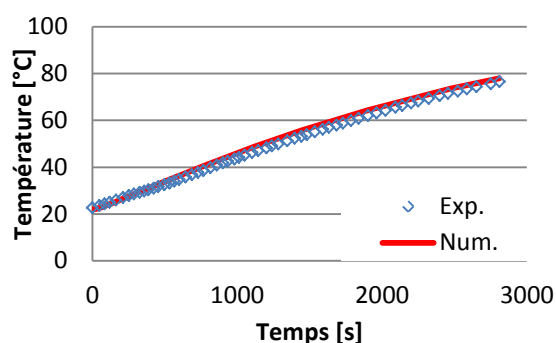
b) Huile en sortie



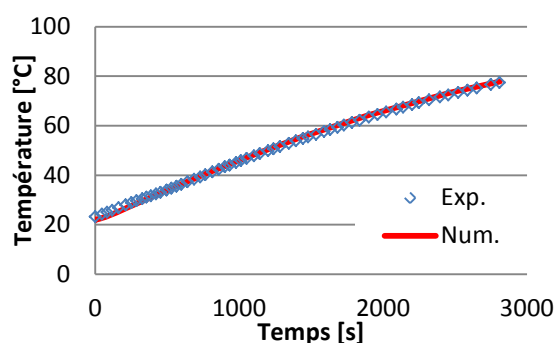
c) Carter du roulement #1



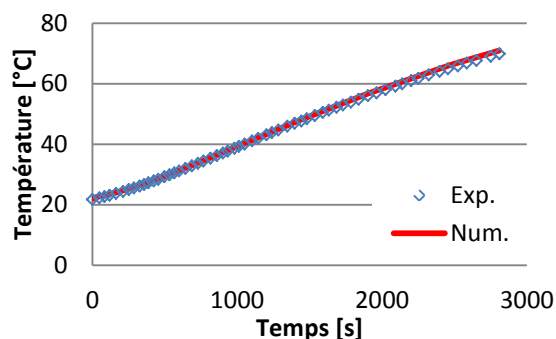
d) Carter du roulement #2



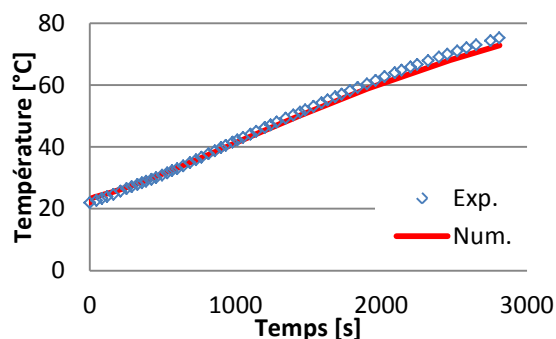
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

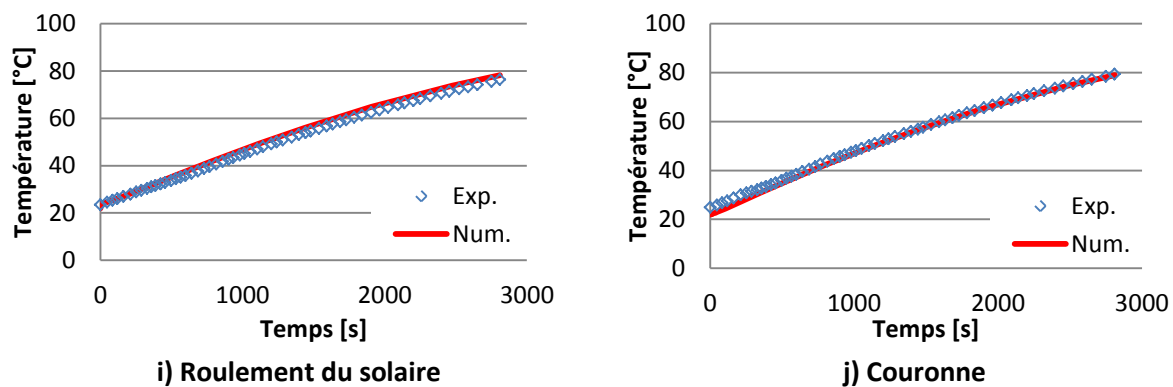
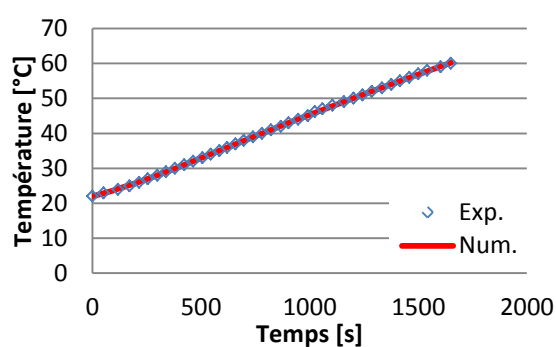
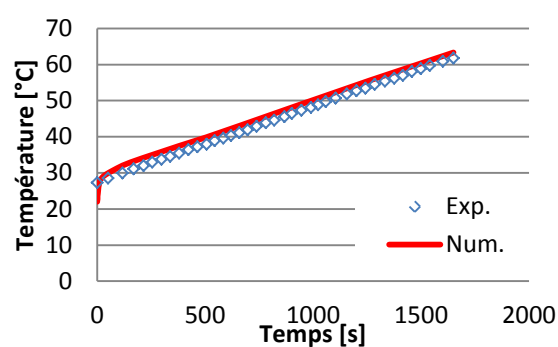


Figure A4.3 – Comparaison entre les évolutions de températures mesurées et calculées, pour une vitesse de rotation égale à 2000 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 2 l/min

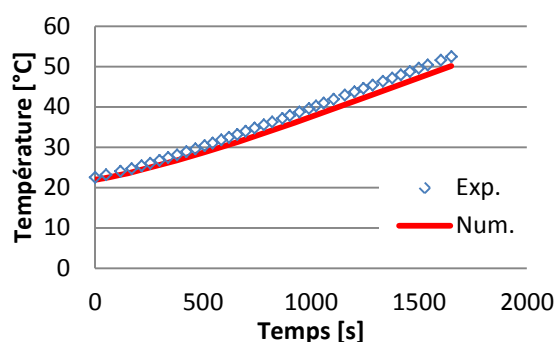
Vitesse du porte-satellite égale à 2500 tr/min – $Q = 2 \times 1 \text{ l/min}$



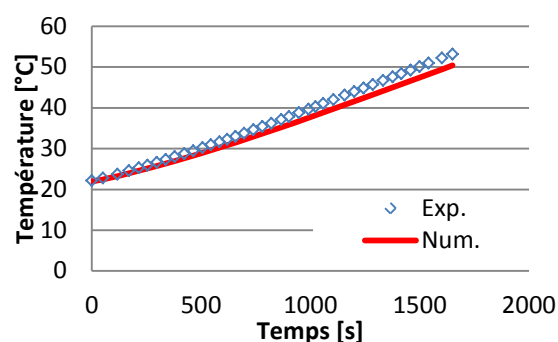
a) Huile en entrée



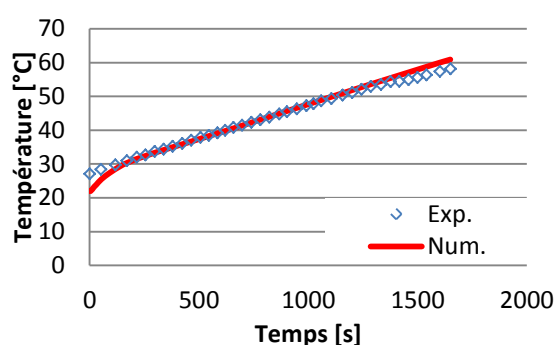
b) Huile en sortie



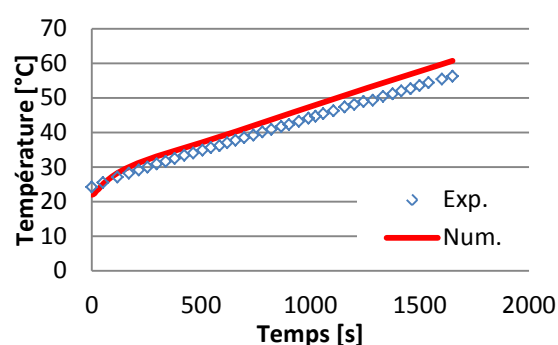
c) Carter du roulement #1



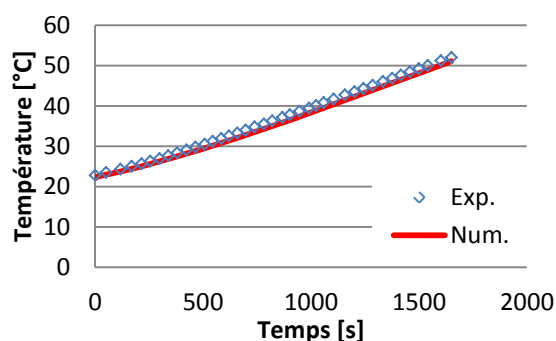
d) Carter du roulement #2



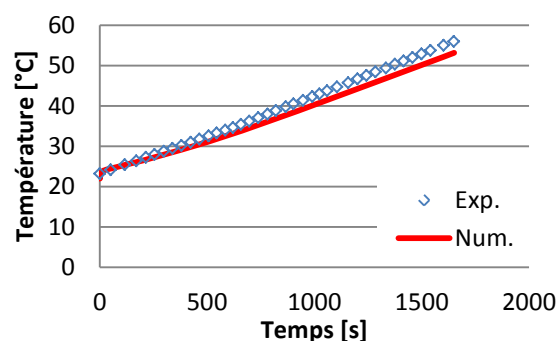
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

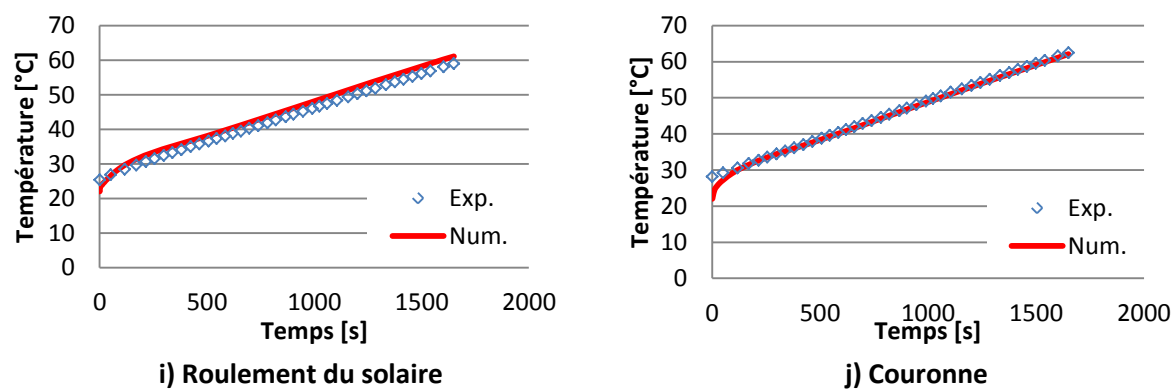
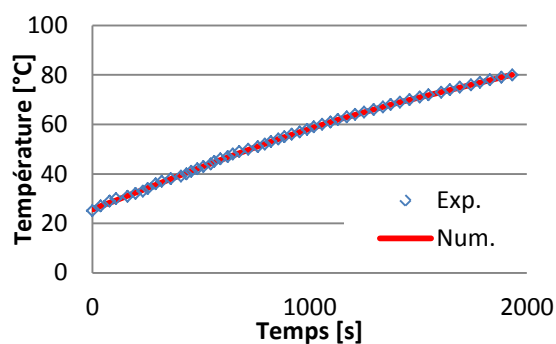
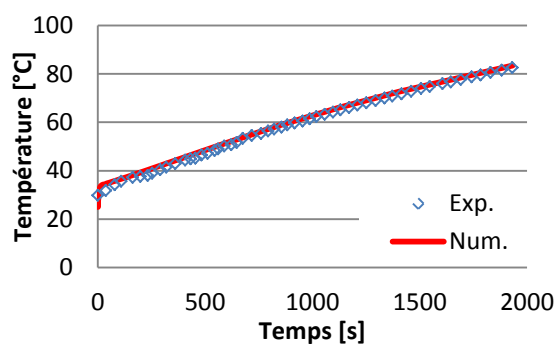


Figure A4.4 – Comparaison entre les évolutions de températures mesurées et calculées, pour une vitesse de rotation égale à 2500 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 1 l/min

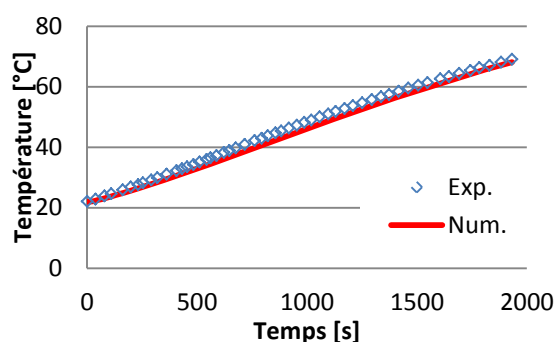
Vitesse du porte-satellite égale à 3000 tr/min – $Q = 2 \times 3 \text{ l/min}$



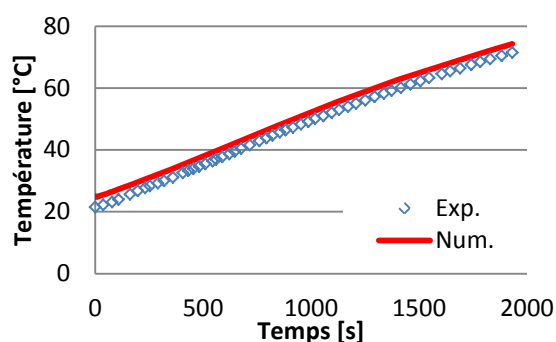
a) Huile en entrée



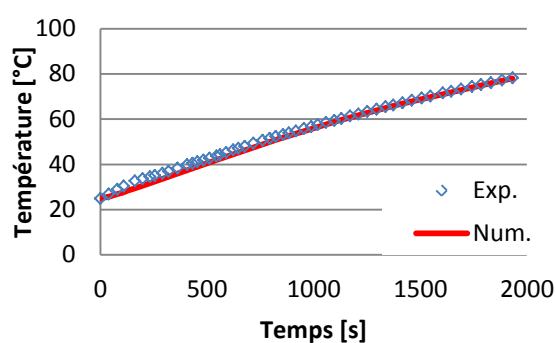
b) Huile en sortie



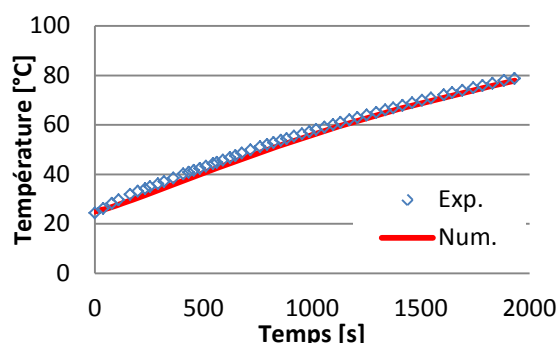
c) Carter du roulement #1



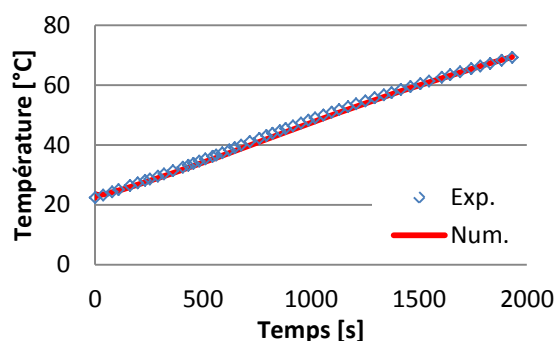
d) Carter du roulement #2



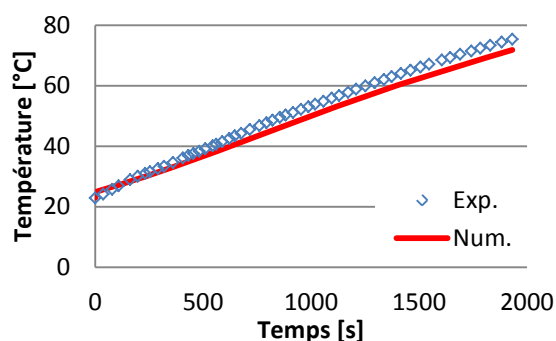
e) Carter de la couronne



f) Carter du solaire



g) Roulement #1 du porte-satellite



h) Roulement #2 du porte-satellite

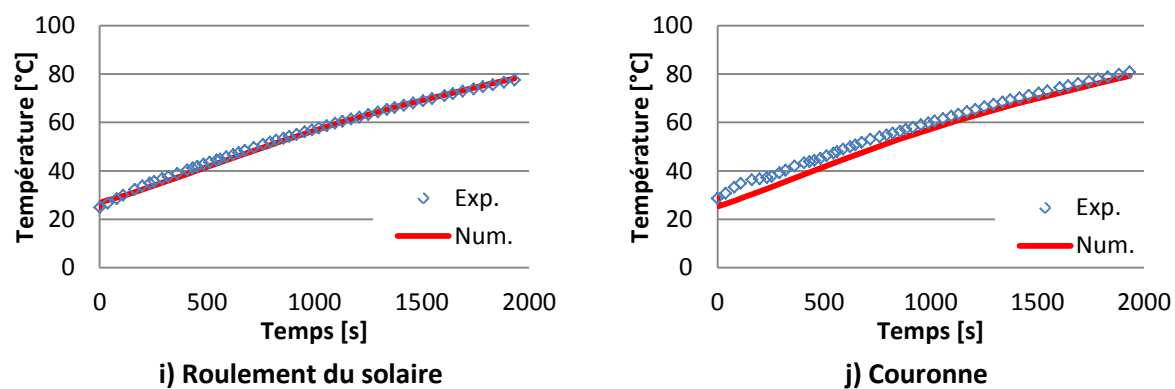
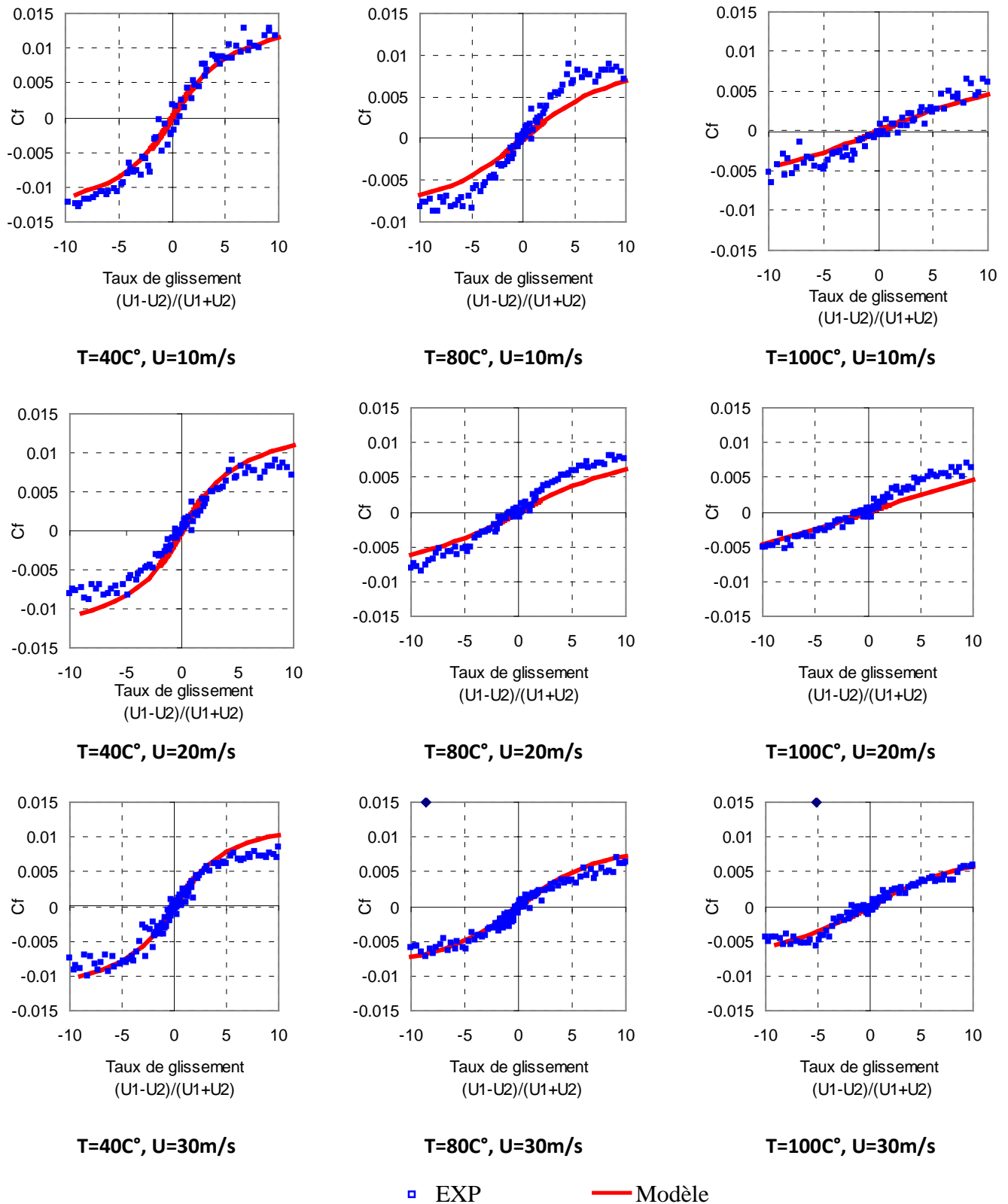
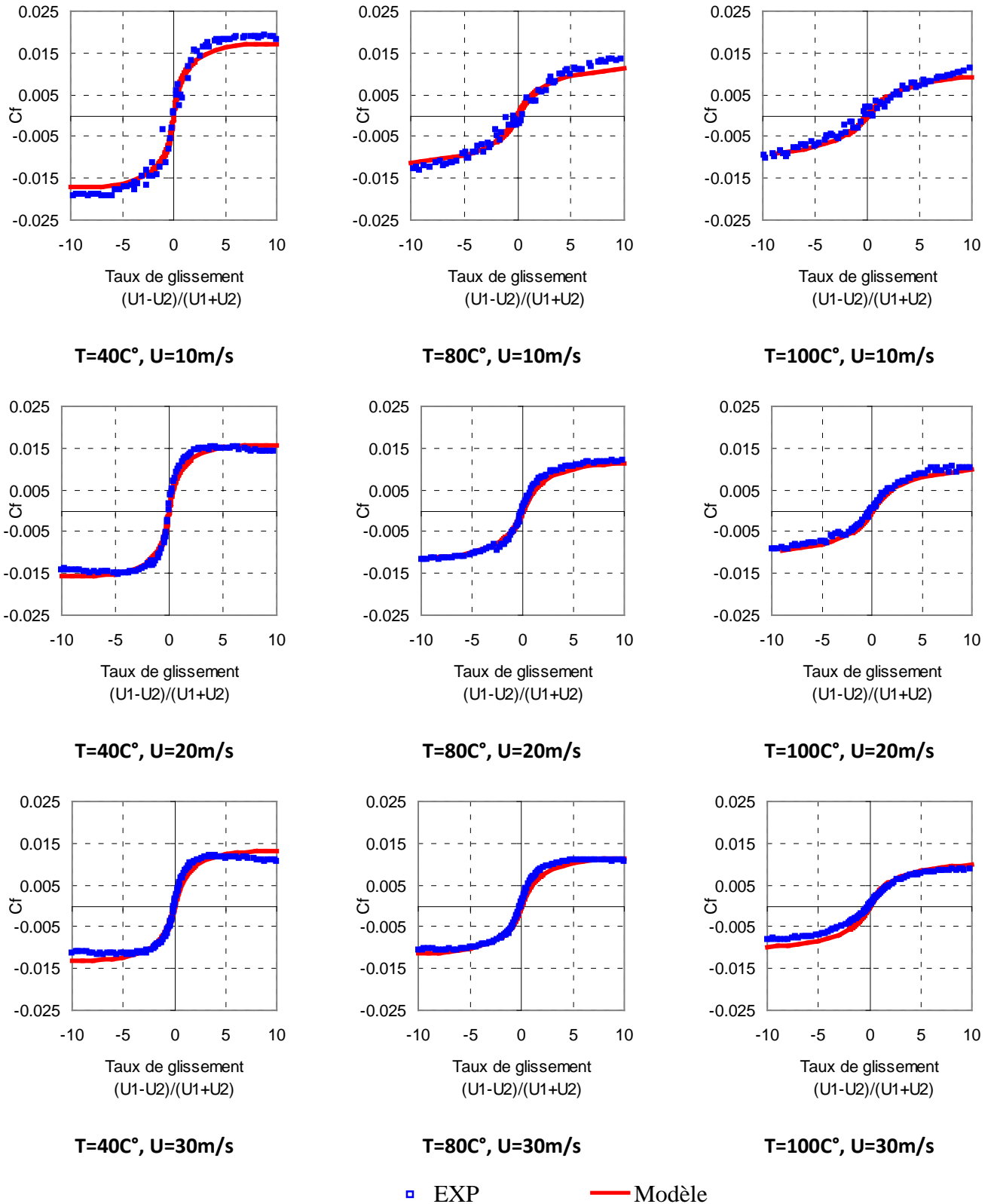
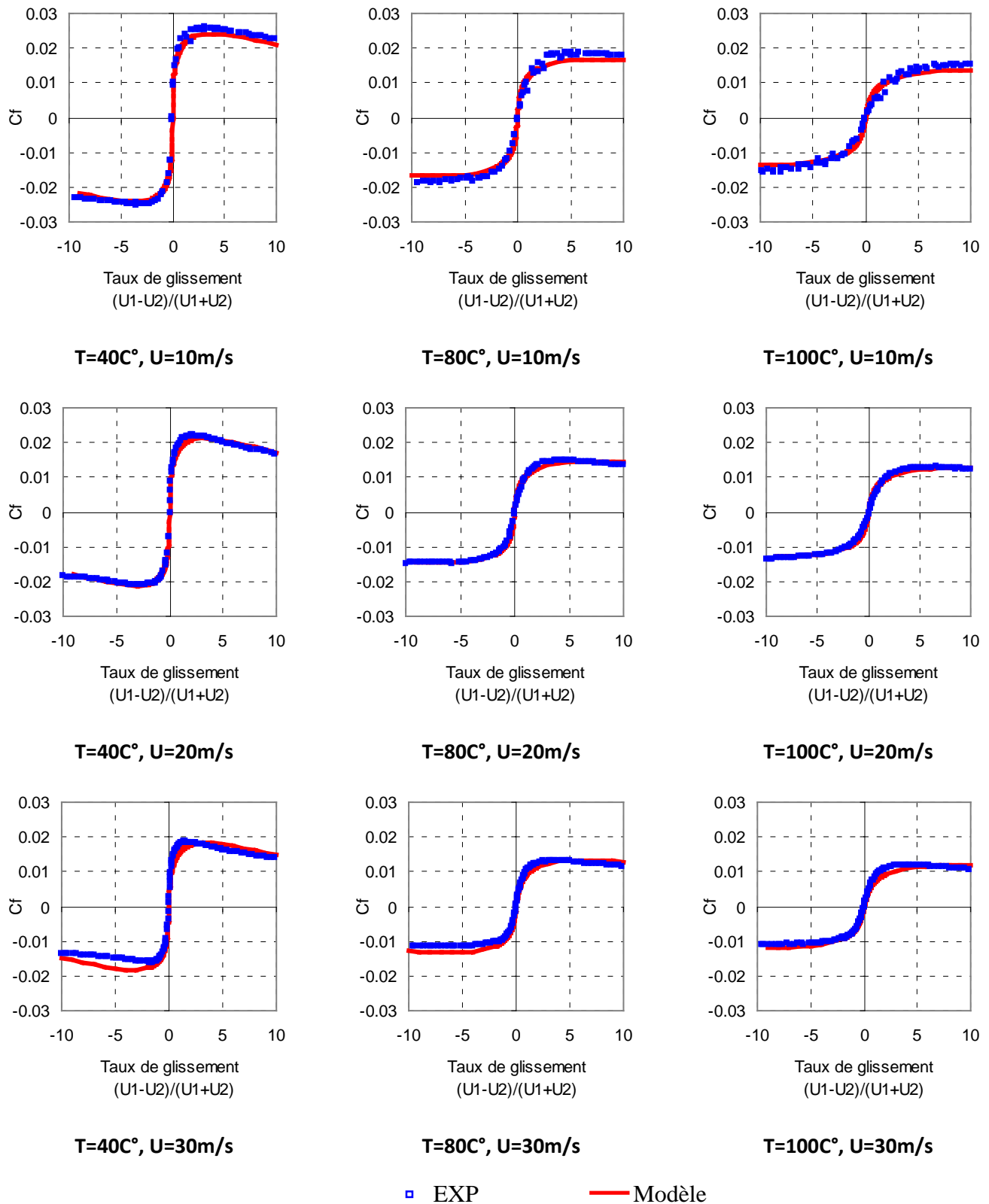


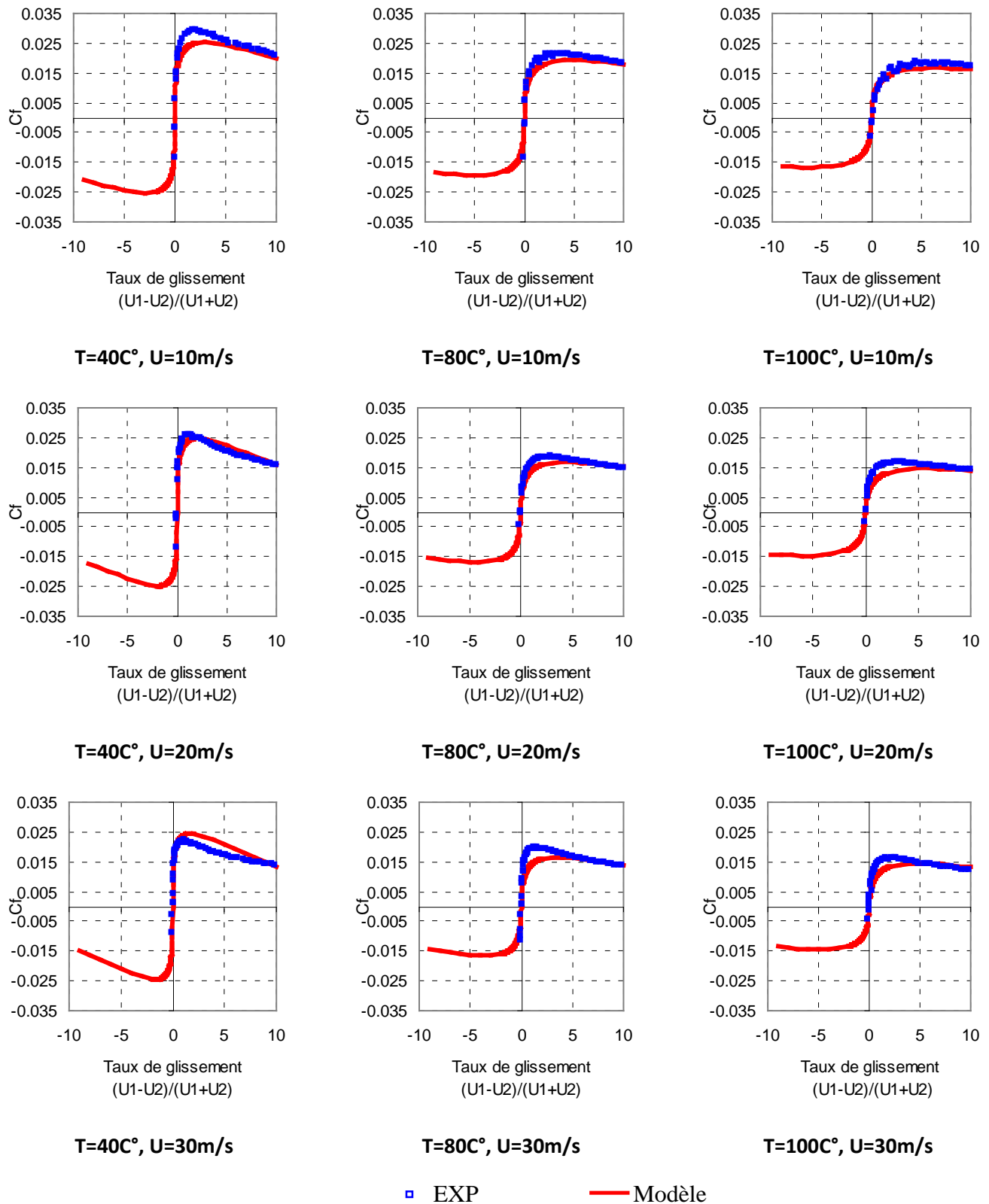
Figure A4.5 – Comparaison entre les évolutions de températures mesurées et calculées, pour une vitesse de rotation égale à 3000 tr/min et un débit d'injection fixé à 2 x 3 l/min

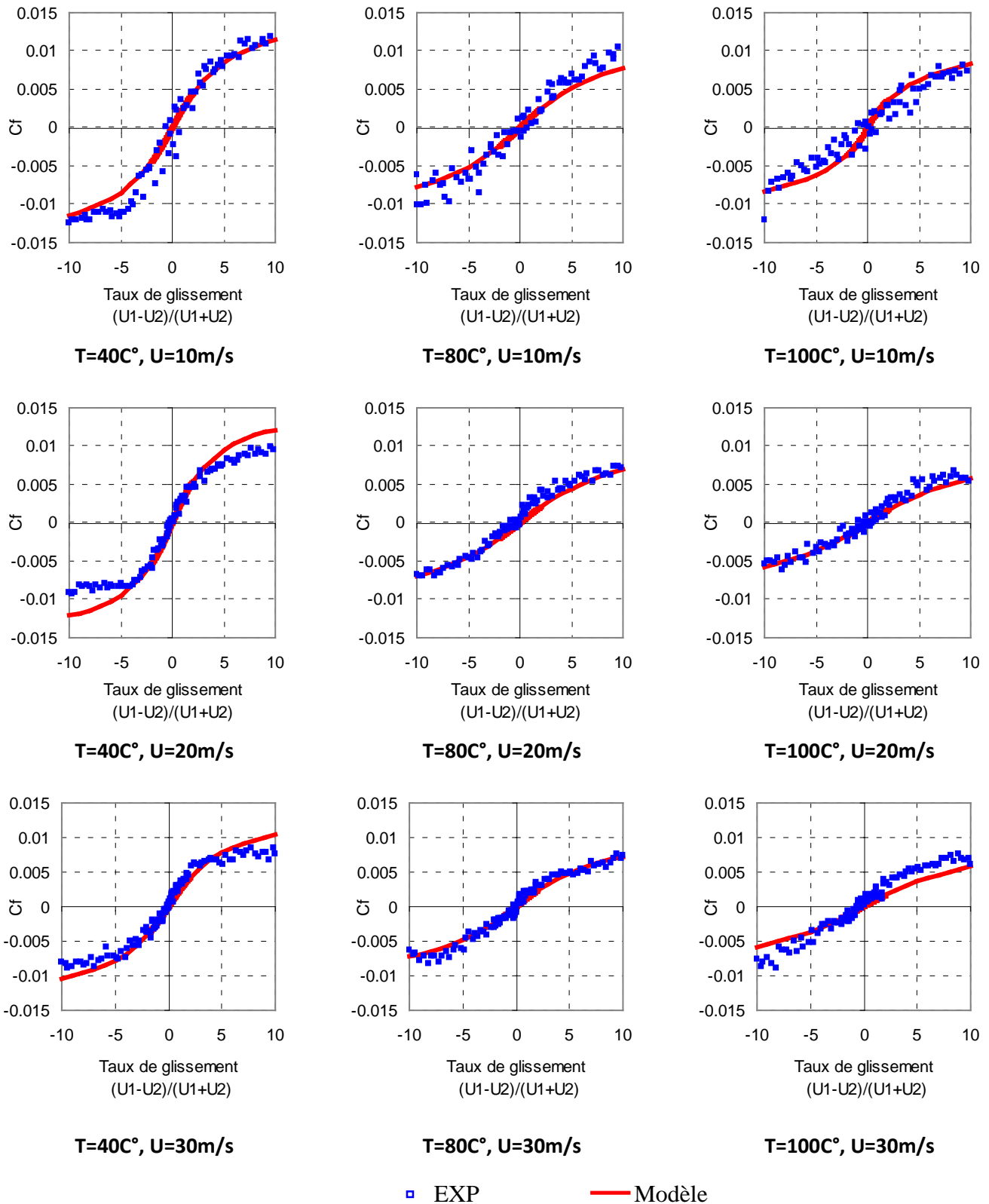
ANNEXE V - ESSAIS MACHINE A GALETS COURBES DE TRACTION

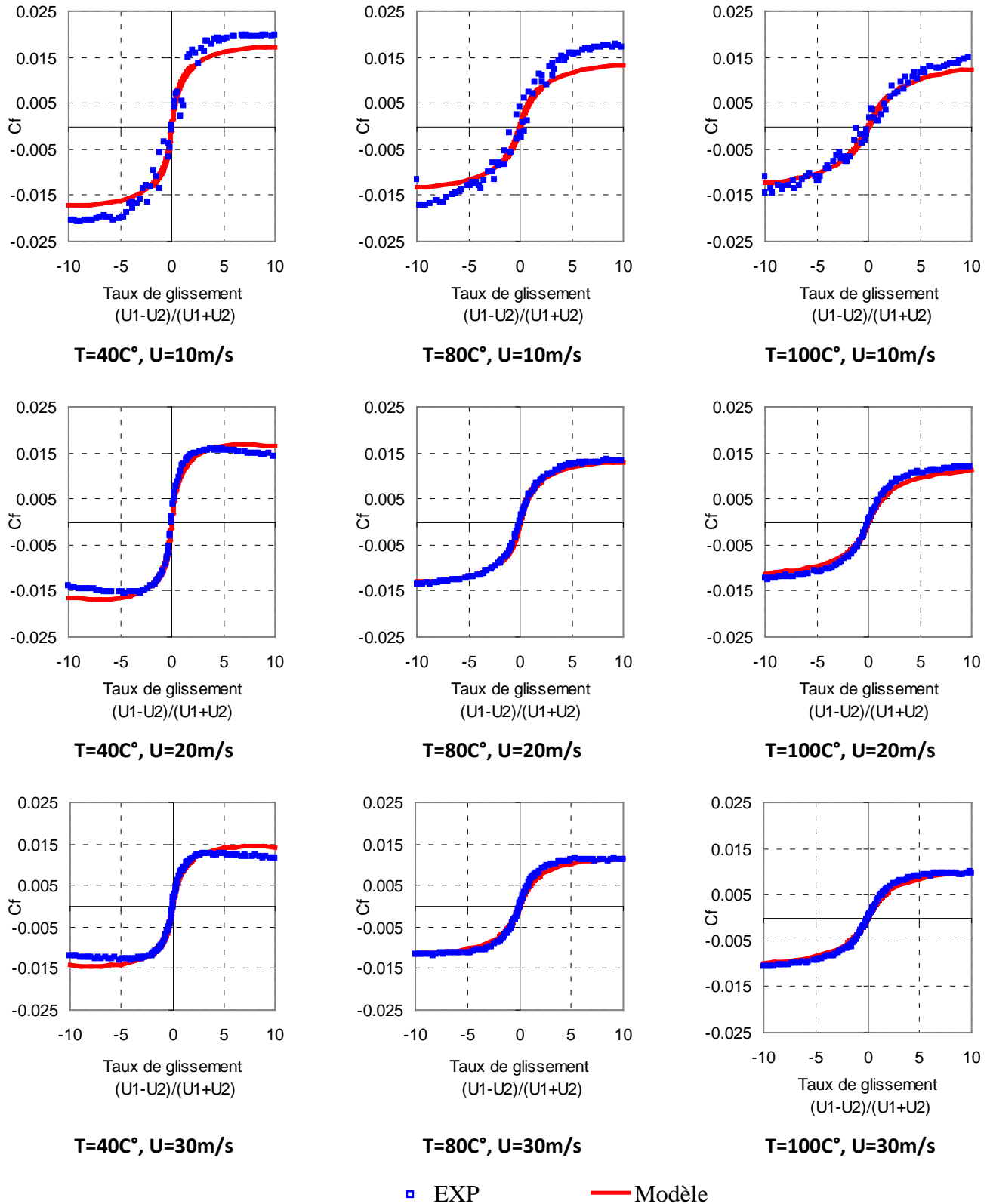
Figure A5.1 - Courbes de traction ($P_h=0,71\text{GPa}$, surfaces lisse- lisse)

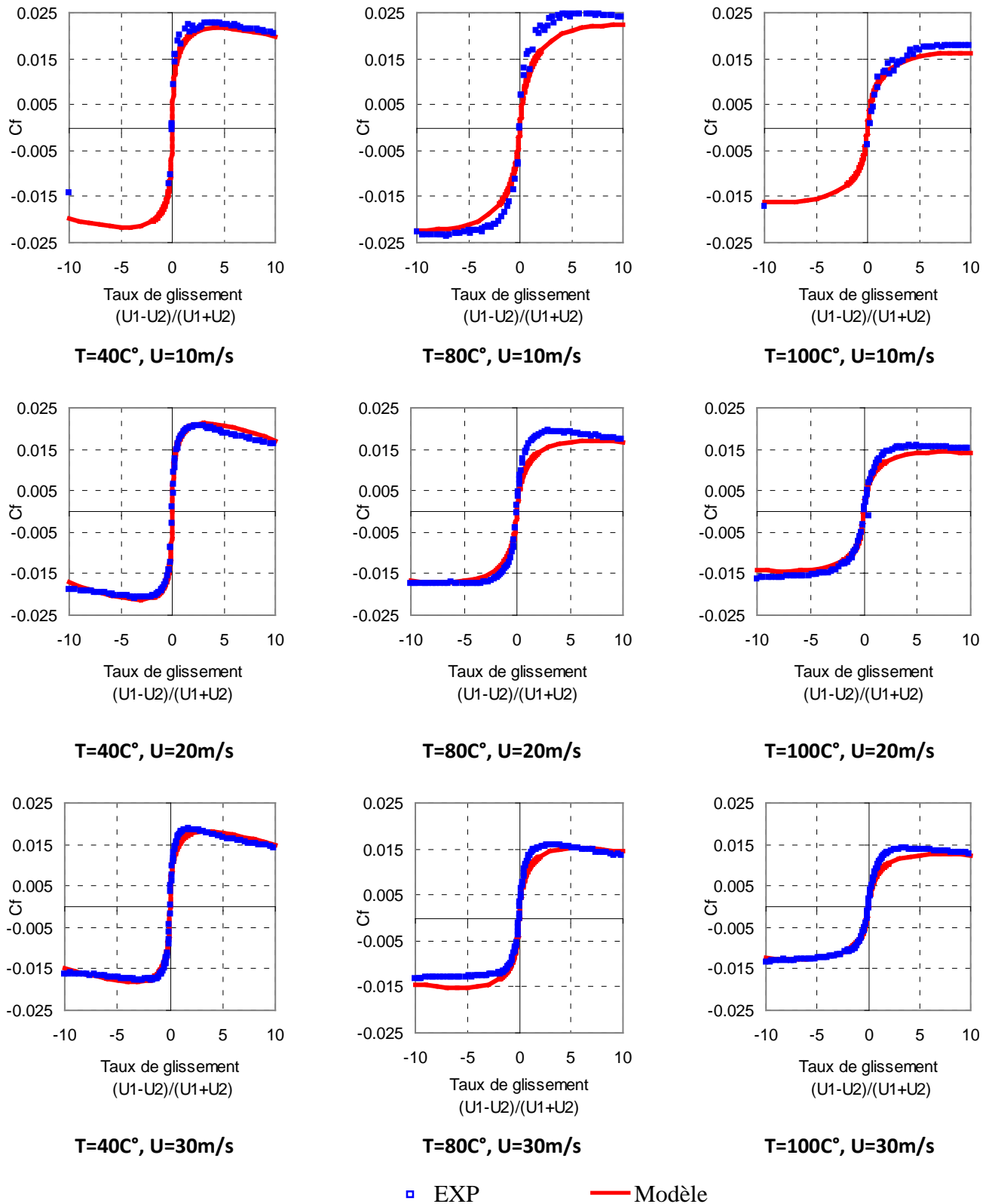
Figure A5.2 - Courbes de traction ($P_h = 1,11\text{GPa}$, surfaces lisse- lisse)

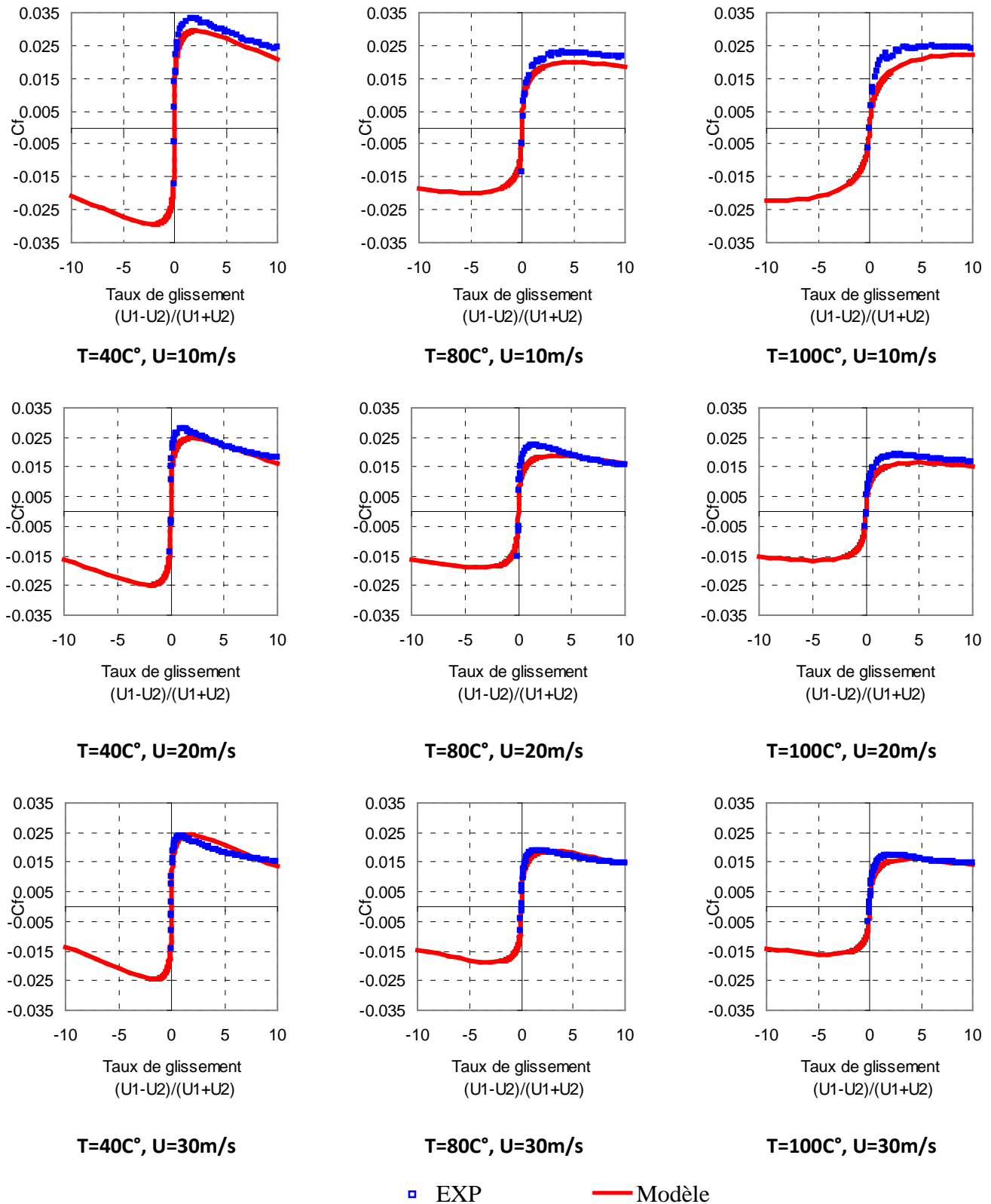
Figure A5.3 - Courbes de traction ($P_h = 1,52\text{GPa}$, surfaces lisse- lisse)

Figure A5.4 - Courbes de traction ($P_h = 1,77\text{GPa}$, surfaces lisse- lisse)

Figure A5.5 - Courbes de traction ($P_h = 0,71\text{GPa}$, surfaces rugueuse- rugueuse)

Figure A5.6 - Courbes de traction ($P_h = 1,11\text{GPa}$, surfaces rugueuse- rugueuse)

Figure A5.7 - Courbes de traction ($P_h=1,52\text{GPa}$, surfaces rugueuse- rugueuse)

Figure A5.8 - Exemples des courbes de traction ($P_h = 1,77\text{GPa}$, surfaces rugueuse- rugueuse)

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Panetoscope** – Statistiques mondiales en temps réel [en ligne]. Disponible sur : <http://www.planetoscope.com/co2/1436-emissions-de-co2-par-l-aviation-civile.html> (consulté le 18/09/2013).
- [2] **Clean Sky**, <http://www.cleansky.eu/> (consulté le 18/09/2013).
- [3] **Höhn B. R., Michaelis K. and Völlmer T.**, "Thermal Rating of Gears Drives : Balance between power loss and heat dissipation," *American Gear Manufacturers Association Document*, vol. 96, 12 p., 1996.
- [4] **Martins R., Seabra J., Brito A., Seyfert C., Luther R. and Igartua A.**, "Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil," *Tribology International*, vol. 39, pp. 512–521, 2006.
- [5] **Buckingham E.**, *Analytical Mechanics of Gears*, McGraw-Hill, London, pp. 395-425, 1949.
- [6] **Merritt H. E.**, *Gear Engineering*, Pitman, New York, pp. 345–357, 1971.
- [7] **Niemann G. and Winter H.**, *Maschinenelement*, Springer-Verlag, Berlin, Vol. 2, 1989.
- [8] **Henriot G.**, *Traité théorique et pratique des engrenages*, 4th edition, Dunod, Paris, 607 p., 1978.
- [9] **International Organization for Standardization**. Gears Reducers - Thermal Capacity Part 2: Thermal load-carrying capacity. ISO 14179-2, 42 p., 2001.
- [10] **Höhn B. R., Michaelis K. and Wimmer A.**, "Low loss gears," AGMA Fall Technical Meeting, Paper No 05FTM11 , 2005.
- [11] **Diab Y., Ville F. and Velez P.**, "Prediction of power losses due to tooth friction in gears," *Tribology Transactions*, vol. 49, no. 2, pp. 260–270, 2006.
- [12] **International Organization for Standardization**. Gears - Cylindrical involute gears and gear pairs - Concepts and geometry. ISO/FDIS 21771. 2007.
- [13] **Ghribi D.**, "Optimisation des corrections de forme dans les engrenages droits et hélicoïdaux - Approches déterministes et probabilistes," Thèse : INSA Lyon, 200 p., 2013.
- [14] **Velez P. and Ville F.**, "An analytical approach to tooth friction losses in spur and helical gears—Influence of profile modifications," *Journal of Mechanical Design*, vol. 131, no. 10, 10 p., 2009.
- [15] **Striebeck R.**, "Die wesentlichen eigenschaften der gleit-und rollenlager," *VDI-Zeitschrift*, vol. 46, pp. 1341–1348, 1432–1438 and 1463–1470, 1902.

- [16] **Kuzmin N. F.**, "Coefficient of friction in heavily loaded contact," *Vest. Mashinostr.*, vol. 34, pp. 18–26, 1954.
- [17] **Misharin Yu A.**, "Influence of the friction condition on the magnitude of the friction coefficient in the case of rollers with sliding," *Proc. Int. Conf. on gearing, Inst. Mech. Eng.*, London, pp. 159–164, 1958.
- [18] **O'Donoghue J. P. and Cameron A.**, "Friction and temperature in rolling sliding contacts," *ASLE Transactions*, vol. 9, pp. 186–194, 1966.
- [19] **Kelley B. W. and Lemanski A. J.**, "Lubrication of involute gearing. Conf. on lubrication and wear fundamentals and application to design," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, London, vol. 182, no. 3A, pp. 173–184, 1967/1968.
- [20] **Benedict G. H. and Kelley B. W.**, "Instantaneous coefficients of gear tooth friction," *Tribology Transactions*, vol. 4, pp. 59–70, 1961.
- [21] **Greenwood J. A. and Tripp J. H.**, "The contact of two nominally flat rough surfaces," *Proceedings of the Royal Society*, vol. 185, no. 48, pp. 625–633, 1971.
- [22] **Mikic B. B.**, "Thermal contact conductance: theoretical considerations," *International Journal of Heat Mass Transfer*, vol. 17, no. 2, pp. 205–214, 1974.
- [23] **Diab Y.**, "Analyse des pertes de puissance dans les transmissions par engrenages à grande vitesse. Applications aux réducteurs industriels et aux machines textiles," Thèse : INSA Lyon, 152 p., 2005.
- [24] **Ville F., Nélías D., Tournalias G., Flamand L. and Sainsot P.**, "On The Two Disc Machine: A Polyvalent and Powerful Tool to Study Fundamental and Industrial Problems Related to Elastohydrodynamic Lubrication," *Tribology Series*, vol. 39, pp. 393–402, 2001.
- [25] **Harris T. A.**, *Rolling Bearing Analysis*, 3rd edition, Wiley, New York, 1013 p., 1991.
- [26] **SKF**, *General catalogue SKF n°6000 EN*. Göteborg, Sweden Aktiebolaget SKF, 1129 p., 2005.
- [27] **Terekhov A. S.**, "Hydraulic Losses in Gearboxes with Oil Immersion," *Vestnik Mashinostroeniya*, vol. 55, no. 5, pp. 13–17, 1975.
- [28] **Boness R. J.**, "Churning Losses of Discs and Gears Running Partially Submerged in Oil," *Proceedings of the ASME International Power Transmission and Gearing Conference*, vol. 1, pp. 355–359, 1989.
- [29] **Changenet C. and Velez P.**, "A model for the prediction of churning losses in geared transmissions - Preliminary results," *Journal of Mechanical Design*, vol. 129, no. 1, pp. 128–133, 2007.

-
- [30] **Changenet C., LePrince G., Ville F. and Velez P.**, "A note on flow regimes and churning loss modelling," *Journal of Mechanical Design*, vol. 133, no. 12, 5 p., 2011.
 - [31] **Seetharaman S. and Kahraman A.**, "Load-independent spin power losses of a spur gear pair: Model formulation," *Journal of Tribology*, vol. 131, 2009.
 - [32] **Seetharaman S., Kahraman A., Moorhead M. D. and Petry-Johnson T. T.**, "Oil churning power losses of a gear pair: Experiments and model validation," *Journal of Tribology*, vol. 131, 2009.
 - [33] **Ariura Y., Ueno T., Sunaga T., and Sunamoto S.**, "The lubricant churning loss in spur gear systems," *Bulletin of the JSME*, vol. 16, no. 95, pp. 881–890, 1973.
 - [34] **Akin L. S., Mross J. J. and Townsend D. P.**, "Study of Lubricant Jet Flow Phenomena in Spur Gears," *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, pp. 283–295, 1975.
 - [35] **Mauz W.**, "Hydraulische Verluste von Stirnradgetriebe bei Umfangsgeschwindigkeit bis 60 m/s," PhD Dissertation: IMK University of Stuttgart, 209 p., 1987.
 - [36] **Yasutsune A., Taku U., Teruos S. and Shigemis S.**, "The lubricant churning loss in spur gear systems," *Bulletin of the JSME*, vol. 16, no. 95, pp. 881–890, 1973.
 - [37] **Butsch M.**, "Hydraulische verluste schnell-laufender stirnradgetriebe," PhD Dissertation: IMK University of Stuttgart, 157 p., 1989.
 - [38] **Diab Y., Ville F., Houjoh H., Sainsot P., and Velez P.**, "Experimental and Numerical Investigations on the Air-Pumping Phenomenon in High-Speed Spur and Helical Gears," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Journal of Mechanical Engineering Sciences, Part C*, vol. 219, no. 8, pp. 785–800, 2005.
 - [39] **Anderson N. E. and Loewenthal S. H.**, "Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss," *ASME, Journal of Mechanical Design*, vol. 103, pp. 151–159, 1981.
 - [40] **Dawson P. H.**, "Windage loss in larger high-speed gears," *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 198A, no. 1, pp. 51–59, 1984.
 - [41] **Dawson P. H.**, "High-speed gear windage," *GEC Review*, vol. 4, no. 3, pp. 164–167, 1988.
 - [42] **Diab Y., Ville F., Velez P. and Changenet C.**, "Windage losses in high speed gears — Preliminary experimental and theoretical results," *Journal of Mechanical Design*, vol. 126, pp. 903–908, 2004.
 - [43] **Hill M. J., Kunz R. F., Noack R. W., Long L. N., Morris P. J. and Handschuch R. F.**, "Application and validation of unstructured overset CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation," in 64th Annual Forum of the American Helicopter Society, 2008.
-

- [44] **Marchesse Y., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, “Numerical investigations of volumetric flow rate expelled by spur gears for the modeling of windage power losses,” in STLE annual meeting, Saint Louis, Missouri, Etats-Unis, 2012.
- [45] **Pallas S., Marchesse Y., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, “A windage power loss model based on CFD study about the volumetric flow rate expelled by spur gears,” *Mechanics and Industry*, vol. 13, pp. 317–323, 2012.
- [46] **Daily J. W. and Nece R. E.**, “Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks,” *Journal of Basic Engineering.*, vol. 82, no. 1, pp. 217–232, 1960.
- [47] **Macmillan R. H.**, “Epicyclic gear efficiencies,” *The Engineer*, December 23, pp. 727–728, 1949.
- [48] **Macmillan R. H.**, “Power flow and loss in differential mechanisms,” *Journal Mechanical Engineering Science*, vol. 3, no. 1, pp. 37–41, 1961.
- [49] **Radzimovsky E. I.**, “A simplified approach for determining power losses and efficiency of planetary gear drives,” *Machine Design*, February 9, pp. 101–110, 1956.
- [50] **Radzimovsky E. I.**, “How to find efficiency, speed, and power in planetary gear drives,” *Machine Design*, June 11, pp. 144–153, 1959.
- [51] **Pennestri E. and Freudenstein F.**, “The mechanical efficiency of epicyclic gear trains,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 115, no. 3, pp. 645–651, 1993.
- [52] **Pennestri E. and Valentini P. P.**, “A review of formulas for the mechanical efficiency analysis of two degrees-of-freedom epicyclic gear trains,” *Journal of Mechanical Design*, vol. 125, pp. 602–608, 2003.
- [53] **Anderson N. E., Loewenthal S. H. and Black J. D.**, “An Analytical Method To Predict Efficiency of Aircraft Gearboxes,” [en ligne]. NASA Technical Memorandum 83716, 1984. Disponible sur : <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19840017538_1984017538.pdf>.
- [54] **Anderson N. E. and Loewenthal S. H.**, “Spur-Gear- System efficiency at part and full load,” [en ligne]. NASA Technical Paper 1622, 1980. Disponible sur : <http://www.nasa.gov/sites/default/files/517745main_19800009206_1980009206.pdf>.
- [55] **Rohn D. A. and Handschuch R. F.**, “Efficiency testing of a helicopter transmission planetary reduction stage,” [en ligne]. NASA Technical Paper 2795, 1988. Disponible sur : <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19880005842_1988005842.pdf>.

-
- [56] **Krantz T. L.**, "Experimental and analytical evaluation of efficiency of helicopter planetary stage," [en ligne]. NASA Technical paper 3063, 1990. Disponible sur : <http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19910003643_1991003643.pdf>.
 - [57] **Wittbrodt M. J. and Pechersky M. J.**, "An analysis of fluid flow between meshing spur gear teeth," in International Power Transmission and Gearing Conference, vol. 1, American Society of Mechanical Engineers, pp. 335–342, 1989.
 - [58] **Talbot D. C., Kahraman A. and Singh A.**, "An experimental investigation of the efficiency of planetary gear sets," *Journal of Mechanical Design*, vol. 134, no. 2, 7 p., 2012.
 - [59] **Liao Y. G. and Hou W. W.**, "Experimental and analytical evaluations of planetary gear trains with different multiple-pinion carrier arrangements," *International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing*, vol. 1, no. 4, pp. 301–311, 2006.
 - [60] **Gaiser K., Binz H. and Bachmann M.**, "Increasing the efficiency of high speed epicyclic gears," in International Conference on Gears, Munich, Allemagne, pp. 713-723, 2010.
 - [61] **Devin R. Hilty B. S.**, "An experimental investigation of spin power losses of planetary gear sets," Thesis for the degree Master of Science, The Ohio State University, 2010. [en ligne] Disponible sur : <https://etd.ohiolink.edu/ap:0:0:APPLICATION_PROCESS=DOWNLOAD_ETD_SUB_DOC_ACC_NUM::F1501_ID:osu1276270638,attachment>.
 - [62] **Seabra J., Martins R., Cardoso N. R. and Bock H.**, "Enhancing gear efficiency and micropitting performance through bio-lubricants," in JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, pp. 487 – 498, 2009.
 - [63] **Martins R. C., Cardoso N. R., Bock H., Igartua A. and Seabra J.**, "Power loss performance of high pressure nitrided steel gears," *Tribology International*, vol. 42, pp. 1807–1815, 2009.
 - [64] **Martins R. C., Seabra J. and Magalhaes L.**, "Austempered ductile iron (ADI) gears : Power loss, pitting and micropitting," *Wear*, vol. 264, pp. 838–849, 2008.
 - [65] **Martins R. C., Moura P. S. and Seabra J.**, "MoS₂/Ti low-friction coating for gears," *Tribology International*, vol. 39, pp. 1686–1697, 2006.
 - [66] **Changenet C.**, "Modélisation du comportement thermique des transmissions par engrenages," Thèse : INSA Lyon, 167 p., 2006.
 - [67] **Changenet C., Oviedo-Marlot X. and Velez P.**, "Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks – Applications to a six – speed manual gearbox," *Journal of Mechanical Design*, vol. 128, pp. 618–625, 2006.

- [68] **Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, "Thermal modelling of a back to back gearbox machine: application to the FZG test machine," in STLE annual meeting, Saint Louis, Missouri, Etats-Unis, 2012.
- [69] **Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, "Thermal modelling of a back to back gearbox machine: application to the FZG test machine," in 38th Leeds Lyon Symposium on Tribology, Lyon, France, 2011.
- [70] **Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, "Thermal modelling of a back to back gearbox test machine: application to the FZG test rig," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal Engineering Tribology*, vol. 226, no. 6, pp. 501–515, 2012.
- [71] **Höhn B. R., Michaelis K. and Otto H.-P.**, "Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity," *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, vol. 4, no. 2, pp. 145–156, 2008.
- [72] **Pouly F.**, "Modélisation thermo mécanique d'un roulement à billes grande vitesse," Thèse : INSA Lyon, 167 p., 2010.
- [73] **Pouly F., Changenet C., Ville F., Velez P. and Damiens B.**, "Investigations on the power losses and thermal behaviour of rolling element bearings," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal Engineering Tribology*, vol. 224, pp. 925–933, 2009.
- [74] **Durand de Gevigney J., Ville F., Changenet C. and Velez P.**, "Tooth friction losses in internal gears: analytical formulation and applications to planetary gears," in 39th Leeds Lyon Symposium on Tribology, Leeds, Royaume-Uni, 2012.
- [75] **Durand de Gevigney J., Ville F., Changenet C. and Velez P.**, "Tooth friction losses in internal gears: analytical formulation and applications to planetary gears," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal Engineering Tribology*, vol. 227, no. 5, pp. 476–485, 2013.
- [76] **Velez P. and Maatar M.**, "A mathematical model for analyzing the influence of shape deviations and mounting errors on gear dynamic behaviour," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 191, no. 5, pp. 629–660, 1996.
- [77] **Leprince G., Changenet C., Ville F., Velez P., Dufau C. and Jarnias F.**, "Influence of Aerated Lubricants on Gear Churning Losses—An Engineering Model," *Tribology Transaction*, vol. 54, no. 6, pp. 929–938, 2011.
- [78] **Leprince G., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, "Investigations on Oil Flow Rates Projected on the Casing Walls by Splashed Lubricated Gears," *Hindawi Publication Corporation Advances in Tribology*, vol. 2012, 7 p., 2012.

- [79] **Holman J. P.**, *Heat Transfer*, 7th edition, Mac Graw - Hill book company, New-York, 676 p., 1989.
- [80] **MacAdams W. H.**, *Transmission de la chaleur*, 2nd edition, Dunod, Paris, 585 p., 1961.
- [81] **Winter H., Michaelis K. and Funck G.**, "Wärmeabführung bei Getrieben unter Quasistationären Betriebsbedingungen. Teil I: Systematische Untersuchungen zur Wärmeabführung bei Natürlicher und Erzwungener Zuftströmung mit Hilfe eines Modellprüfstandes," *Antriebstechnik*, vol. 25, no. 12, pp. 36–42, 1986.
- [82] **Winter H., Michaelis K. and Funck G.**, "Wärmeabführung bei Getrieben unter Quasistationären Betriebsbedingungen. Teil II : Untersuchungen zur Wärmeabführung über Stahlfundamente und Übertragung der Prüfstandsergebnisse auf die Praxis," *Antriebstechnik*, vol. 26, no. 6, pp. 49–55, 1987.
- [83] **Bardone J. P. and Cassagne B.**, "Température de surface - Mesure par contact," *Techniques de l'Ingénieur*, traité Mesures et Contrôle, Dossier R2730, vol. RC3, 27 p., 1998.
- [84] **Wagner C.**, "Heat transfer from a rotating disk in ambient air," *Journal of Applied Physics*, vol. 19, pp. 837–839, 1948.
- [85] **Cobb E. C. and Saunders O. A.**, "Heat transfer from a rotating disk," *Proceedings of the Royal Society*, vol. 236, pp. 343–351, 1956.
- [86] **Cardone G., Astarita T. and Carlomagno G. M.**, "Heat transfer measurements on a rotating disk," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 3, no. 1, pp. 1–9, 1997.
- [87] **Becker K. M.**, "Measurement of convective heat transfer from a horizontal cylinder rotating in a tank of water," *Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 6, pp. 1053–1062, 1963.
- [88] **Blok H.**, "Transmission de Chaleur par Projection Centrifuge d'Huile," *Société d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, vol. 59, pp. 14–23, 1970.
- [89] **Bricard A. and Tadrist L.**, "Echangeurs de chaleur à contact direct," *Techniques de l'Ingénieur*, Dossier BE9565, 1999.
- [90] **Rowe P. N., Claxton K. T. and Lewis J. B.**, "Heat and mass transfer from a single sphere in an extensive flowing fluid," *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, vol. 43, 14 p., 1965.
- [91] **Fair J. R.**, "Direct contact gas-liquid heat exchange for energy recovery," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 112, no. 3, pp. 216–222, 1990.

- [92] **Blok H.**, "Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual Contact Under Oiliness Lubricating Conditions," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, General Discussion on Lubrication and Lubricants*, Londres, pp. 222–235, 1937.
- [93] **Blok H.**, "La méthode des réseaux thermiques pour le calcul des températures de masse dans les transmissions à engrenages," *Société d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage*, vol. 59, pp. 3–13, 1970.
- [94] **Catalogue SIMRIT**, edition 2002, 1061 p.
- [95] **Neurouth A., Changenet C., Ville F. and Arnaudon A.**, "Thermal modeling of a grease lubricated thrust ball bearing," in *40th Leeds Lyon Symposium*, Lyon, France, 2013.
- [96] **Cann P. and Lubrecht A.**, "An analysis of the mechanisms of grease lubrication in rolling element bearings," *Lubrication Science*, vol. 11, no. 3, pp. 227–245, 1999.
- [97] **Durand de Gevigney J., Changenet C., Ville F., Velez P. and Becquerelle S.**, "Experimental investigation on no-load dependent power losses in planetary gear set," in *International Conference on Gears*, Munich, Allemagne, pp. 1101–1112, 2013.
- [98] **Batchelor G. K.**, *An introduction to fluid dynamics*, 3^e edition, Cambridge University Press, 615 p., 2000.
- [99] **Marchesse Y. and Totaro N.**, "Etude numérique de la prédiction pariétale dans le sillage d'un obstacle en vue d'un calcul interaction fluide-structure," in *XX^e Congrès Français de Mécanique*, Besançon, France, 2011.
- [100] **Candel S.**, *Mécanique des Fluides - Cours*, Dunod, Paris, 450 p., 1995.
- [101] **Catalogue SCHAEFFLER** [en ligne] Disponible sur : http://medias.ina.de/medias/fr!hp.tg.cat/tg_hr*ST4_102160011.>.
- [102] **Abousleiman V.**, "Comportement dynamique des trains planétaires et épicycloïdaux. Conditions de contact instantanées et influence des sous-ensembles flexibles," Thèse : INSA Lyon, 226 p., 2004.
- [103] **Gupta P. K., Cheng H. S. and Forster N. H.**, "Viscoelastic effects in MIL-L-7808-Type lubricant, Part I: Analytical formulation," *Tribology Transactions*, vol. 35, no. 2, pp. 269–274, 1992.
- [104] **Hamrock B. J. and Dowson D.**, "Isothermal EHD lubrication of points contacts I - Theoretical Formulation," *Journal of Lubrication Technology*, vol. 98, no. 2, pp. 223–229, 1976.
- [105] **Johnson K. L. and Tevaarwerk J. L.**, "Shear behaviour of elastohydrodynamic oil films," *Proceedings of the Royal Society*, vol. 356, no. 1685, pp. 215–236, 1977.

- [106] **Höhn B. R., Stahl K. and Gwinner P.**, “Improved efficiency for high-ratio planetary gear transmissions,” in International Conference on Gear, Munich, Allemagne, pp. 1113–1124, 2013.
- [107] **Marchesse Y., Changenet C., Ville F. and Velez P.**, “Influence of tooth geometry on windage power losses in spur gears,” in International Conference on Gears, Munich, Allemagne, pp.915-924, 2010.
- [108] **Velez P. and Sainsot P.**, “An analytical study of tooth friction excitations in errorless spur and helical gears,” Mechanism and Machine Theory, vol. 37, pp. 641–658, 2002.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : DURAND DE GEVIGNEY

DATE de SOUTENANCE : 18 décembre 2013

Prénoms : Jérôme

TITRE : ANALYSE THERMOMECHANIQUE D'UN REDUCTEUR EPICYCLOIDAL – APPLICATION AERONAUTIQUE

NATURE : Doctorat

Numéro d'ordre : 2013-ISAL-0157

Ecole doctorale : MEGA (Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique)

Spécialité : Mécanique

RESUME :

Dans le contexte environnemental actuel, l'amélioration des performances énergétiques des transmissions mécaniques par engrenage est un réel challenge. De part, leur compacité et leur arrangement axisymétrique, les transmissions mécaniques de type réducteur à trains épicycloïdaux sont de plus en plus répandues dans divers applications (éolien, aéronautique,...).

Il est généralement admis que les principales sources de dissipation de puissance dans de telles transmissions sont dues au frottement aux dentures, au mode de lubrification (barbotage ou injection de lubrifiant), au piégeage d'huile entre les dents lors de l'engrènement et à la ventilation des mobiles. Il est également à noter que les pertes de puissance générées par une transmission ne peuvent être découplées de son comportement thermique. En effet, les échauffements locaux dans la transmission ont un impact sur les propriétés du lubrifiant, qui ont elles-mêmes une influence sur les pertes de puissance.

A partir de ce postulat, le travail présenté dans ce manuscrit propose un modèle numérique permettant de quantifier les différents postes de pertes de puissance générées dans un réducteur épicycloïdal, lubrifié par injection d'huile, pour une application aéronautique.

MOTS-CLES : ENGRENAGES ; TRAINS EPICYCLOÏDAUX ; PERTES DE PUISSANCE ; THERMIQUE ; LUBRIFICATION

Laboratoire (s) de recherche : Laboratoire de Mécanique des Contacts et des Structures (LaMCoS)
UMR CNRS-INSA n°5259

Directeur de thèse :
CHANGENET Christophe, VILLE Fabrice

Président du jury :
VELEX Philippe

Composition du jury :
BECQUERELLE Samuel, CHANGENET Christophe, FILLON Michel, SEABRA Jorge, VELEX Philippe, VILLE Fabrice